

Desenvolvimento para a certificação de um colector solar térmico plano de elevada eficiência

Nuno Eugénio Alves

Relatório do projecto final

Orientador na FEUP: Prof. Armando Oliveira



Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica - Energia Térmica

Julho, 2008

Dedicatória

Dedico este trabalho a todas as forças vivas que mantêm o seu esforço no desenvolvimento das sociedades, mantendo elevados padrões de exigência e de rigor.

Este trabalho vai no sentido da difusão das energias renováveis, procurando fazer a ponte entre a ciência e a tecnologia do processo solar térmico e ao mesmo tempo chamar a atenção para a existência de um potencial industrial para este tipo de equipamentos para o mercado global.

Resumo

O actual contexto energético global incentiva a procura de novas utilizações das energias renováveis bem como a melhoria e difusão das soluções técnicas já conhecidas.

Uma das maiores fontes de energia renovável, senão mesmo a maior, é a energia solar, que para além de influenciar outras fontes, como p.e. a eólica, irá no futuro de hoje ter uma contribuição muito significativa, quer na satisfação dos consumos energéticos, quer na racionalização da sua utilização, isto é, na melhoria da eficiência energética do consumo.

O presente trabalho focalizou-se na procura de melhorar o desempenho de um equipamento já conhecido – colector solar térmico – começando a sua concepção e desenvolvimento pelo subsistema que maiores perdas térmicas tem no conjunto global.

Com esta abordagem procuraram-se materiais e soluções com melhor desempenho ao nível do isolamento térmico, tendo em conta a sua simplicidade técnica, a viabilidade económica e a sua integração com os restantes componentes, com melhor comportamento, existentes e disponíveis no mercado.

Assim, foi estudada a utilização, para o isolamento térmico da parte de cima do colector, de gases como o ar seco ou sintético, o árgon, o kripton e o xénon, e para cada um deles foram identificadas as configurações com melhores prestações térmicas.

As perdas pela parte debaixo do colector foram igualmente analisadas, no sentido de melhorar o isolamento e reduzir a sua espessura. Os restantes subsistemas foram analisados e configurados para uma solução óptima de compromisso entre os diversos parâmetros.

O estudo culminou com a definição de uma solução global do colector que apresenta um rendimento instantâneo mais elevado que as soluções mais correntes e que, para a gama de temperaturas de utilização em AQS, pode competir com as soluções do tipo tubo de vácuo.

Em conclusão, o objectivo principal do trabalho foi plenamente atingido, pois foi possível construir uma solução de um colector solar térmico de elevada eficiência, que pela sua viabilidade económica e simplicidade, antevê uma solução muito interessante para a certificação, que naturalmente poderá ser o próximo desenvolvimento.

Abstract

The current global energy context stimulates the search of new uses of renewed energies as well as the improvement and diffusion of the solutions known techniques already.

One of the biggest renewable powers of source is the solar energy that have influence in other renewable sources, as for example the wind. In the future, this source, it will have a very significant contribution to supply the needs of the energy consumptions and to increase the rationalization of its consumption or the energy efficiency of the consumption.

The present work was focused in the search to improve the performance of equipment already known - thermal solar collector - starting its conception and development for the subsystem that has the bigger thermal losses in the global set.

With this approach it had been looking forward for solutions with better thermal isolation performance, with technical simplicity, economical viability and its integration with other best performance components available in the market.

Thus, it was studied, for the thermal isolation between the collector and the cover, gases as dry or synthetic air, argon, krypton and xenon, and for each one of them the best configurations in terms of thermal isolation.

The bottom heat losses of the collector it also was analyzed, in the way to improve the isolation and to reduce its thickness. The remaining subsystems was also analyzed and configured for an excellent solution of commitment between the other parameters.

The study it culminated with the definition of a global solution of the collector that has a higher instantaneous performance than the most current solutions and for temperatures used in AQS – domestic hot water, can compete with the solutions of the type vacuum pipe.

In conclusion, the main goal of this work was fully reached, because it has been possible to define a solution of thermal solar collector with a high performance and its economical viability and simplicity, foresees a very interesting solution for the certification that can be the next development.

Agradecimentos

Agradeço a colaboração e a orientação do Prof. Armando Oliveira no apoio dado ao desenvolvimento deste trabalho.

Uma palavra também para os meus colegas deste ano da FEUP que demonstraram mais uma vez, que a capacidade, a atitude e a entre-ajuda dos indivíduos de elevada formação ética, moral e social é uma constante inter-geracional nesta instituição.

Deixo ainda os meus agradecimentos às empresas Gasin e Bizália pelo seu apoio no esclarecimento e fornecimento de informação útil para o desenvolvimento deste trabalho e à empresa Spry Vision – Consultoria e Engenharia pelo suporte e patrocínio prestado.

Lista de símbolos

Símbolo	Descrição	Unidades
a	Azimute solar	[°]
A_c	Área da superfície colectora	[m ²]
$A_{lateral_{colector}}$	Área da superfície dos painéis laterais do colector	[m ²]
AQS	Águas quentes sanitárias	[-]
$A_{t_{cv}}$	Área total da superfície de convecção dos tubos	[m ²]
$Caudal_t$	Caudal total da água de circulação	[kg/s]
cp_{agua}	Calor específico da água	[J/(kg.K)]
d	Número de dias do ano a contar a partir de 1 de Janeiro	[dias]
$d_{ex_{tubo}}$	Diâmetro exterior do tubo da placa	[m]
$d_{int_{tubo}}$	Diâmetro interior do tubo da placa	[m]
$dist_{tubos}$	Distância entre tubos	[m]
$Esp_{colector}$	Espessura do colector	[m]
$Esp_{isol_{base}}$	Espessura do isolamento da base do colector	[m]
Esp_{v1}	Espessura do vidro 1	[m]
ET	Equação do tempo	[minutos]
f	Factor de atrito	[-]

F_{efic}	Factor de eficiência do colector	[-]
$F_{escoamento}$	Factor de escoamento do colector	[-]
F_r	Factor de remoção do calor do colector	[-]
G	Radiação solar instantânea	[W/m ²]
G_{dif}	Radiação solar difusa	[W/m ²]
G_{dir}	Radiação solar directa	[W/m ²]
G_{ref}	Radiação solar reflectida	[W/m ²]
h	Altura solar	[°]
$h_{cd_{base}}$	Coeficiente de transferência de calor da superfície inferior da placa por condução pelo isolamento da base do colector	[W/(m ² .K)]
$h_{cd_{lateral}}$	Coeficiente de transferência de calor da superfície inferior da placa por condução pelo isolamento lateral do colector	[W/(m ² .K)]
$h_{cve_{base}}$	Coeficiente de transferência de calor da superfície inferior do colector por convecção para o exterior	[W/(m ² .K)]
h_{cvi_p}	Coeficiente de transferência de calor da superfície superior da placa por convecção natural	[W/(m ² .K)]
h_{r_p}	Coeficiente de transferência de calor da superfície superior da placa por radiação	[W/(m ² .K)]
$h_{r_{v1}}$	Coeficiente de transferência de calor da radiação do vidro 1 emitida para o exterior	[W/(m ² .K)]
h_w	Coeficiente de transferência de calor devido ao vento	[W/(m ² .K)]
k_{base}	Condutibilidade térmica do isolamento da base do colector	[W/(m.K)]

L_c	Comprimento característico da alheta	[m]
m	Parâmetro dimensional característico da alheta	[m ⁻¹]
Nu	Número de Nusselt	[-]
$P_{cv_{tubo}}$	Perímetro de convecção do tubo da placa	[m]
Pr	Número de Prandtl	[-]
$Q_{armazenada}$	Potência térmica armazenada no colector	[W/m ²]
$Q_{cd_{placa}}$	Potência térmica de condução na placa	[W]
$Q_{cv_{ag}}$	Potência térmica transferida dos tubos para o fluido térmico	[W]
$Q_{p_{base}}$	Potência térmica perdida pela face inferior da placa	[W]
$Q_{p_{cve}}$	Potência térmica perdida pela face superior da placa põe efeito da convecção natural no espaço confinado ente placas paralelas	[W]
Q_{perdas}	Potência térmica do colector perdida para o exterior	[W/m ²]
Q_{p_r}	Potência térmica trocada por radiação entre a placa e o vidro 1	[W]
$Q_{p_{topo}}$	Potência térmica perdida pela face superior da placa	[W]
$Q_{v1_{base}}$	Potência térmica perdida pela face inferior do vidro 1	[W]
$Q_{v1_{ext}}$	Potência térmica perdida por convecção, na face superior do vidro 1, devido à acção do vento	[W]
Q_{v1_r}	Potência térmica perdida por radiação para o exterior pelo vidro 1	[W]
$Q_{v1_{topo}}$	Potência térmica perdida pela face superior do vidro 1	[W]

Q_{sol_p}	Radiação solar absorvida pela placa	[W]
$Q_{sol_{v1}}$	Radiação solar absorvida pelo vidro 1	[W]
Q_u	Potência térmica útil retirada do colector	[W]
R	Factor de conversão da radiação directa ou difusa para o plano do colector	[-]
$Re nd_{alheta}$	Rendimento da alheta	[-]
$Re nd_{colector}$	Rendimento do colector ou ($\eta_{colector}$)	[-]
$Re nd_{colector T_e}$	Rendimento do colector determinado com base na temperatura de entrada da água	[-]
$Re nd_{optico}$	Rendimento óptico do colector	[-]
T_{agua}	Temperatura num determinado ponto da água	[K]
T_{ceu}	Temperatura de céu (ao nível das nuvens)	[K]
$T_{e_{ag}}$	Temperatura da água à entrada do colector	[K]
T_{ext}	Temperatura média do ambiente exterior	[K]
T_{isol}	Temperatura média do isolamento da base do colector	[K]
TL	Tempo legal	[hora]
$T_{m_{ag}}$	Temperatura média da água de circulação	[K]
$T_{m_{red_{ag}}}$	Temperatura reduzida da água de circulação [5]	[K]
T_p	Temperatura média da placa de absorção	[K]
T_{placa}	Temperatura num determinado ponto da placa	[K]

$T_{red_{ag}}$	Temperatura reduzida da água de circulação [5]	[K]
$T_{s_{ag}}$	Temperatura da água à saída do colector	[K]
TSG	Tempo solar no meridiano de Greenwich	[hora]
TSM	Tempo solar médio	[hora]
TSV	Tempo verdadeiro solar	[hora]
T_{v1}	Temperatura média do vidro 1	[K]
U_{ag}	Coeficiente transferência de calor da placa para a água	[W/(m ² .K)]
U_b	Coeficiente transferência de calor da placa pela superfície inferior isolada	[W/(m ² .K)]
U_g	Coeficiente global de perdas no colector	[W/(m ² .K)]
U_{g_p}	Coeficiente global de perdas na placa	[W/(m ² .K)]
V_{vento}	Velocidade média do vento sobre a superfície do vidro 1 da cobertura	[m/s]

Símbolo	Descrição	Unidades
a_p	Coeficiente de absorção da placa	[-]
a_{v1}	Coeficiente de absorção do vidro 1	[-]
b	Ângulo com a horizontal	[°]
d	Declinação	[°]
ΔA_x	Área da secção ortogonal entre 2 pontos consecutivos em X	[m ²]
ΔA_y	Área da secção ortogonal entre 2 pontos consecutivos em Y	[m ²]

Δx	Distancia entre 2 pontos consecutivos em X	[m]
Δy	Distancia entre 2 pontos consecutivos em Y	[m]
e_p	Emissividade da placa	[-]
e_{v1}	Emissividade do vidro 1	[-]
f	Latitude	[°]
l	Longitude	[°]
m	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
r	Densidade ou massa volúmica	[kg/m ³]
s	Constante Stefan-Boltzmann	[W/(m ² .K ⁴)]
t_{v1}	Transmissibilidade do vidro 1	[-]
u	Viscosidade cinemática	[m ² /s]

Símbolo	Descrição	Unidades
i e j	Parâmetros incrementais	[-]
v1	Vidro 1	[-]
p	Placa	[-]
r	Radiação	[-]
cv	Convecção	[-]
cd	Condução	[-]
ag	Água	[-]

Índice

1. INTRODUÇÃO.....	16
1.1. COLECTOR SOLAR TÉRMICO PLANO.....	17
1.2. BALANÇO DE ENERGIA DE UM COLECTOR SOLAR PLANO BÁSICO	18
1.3. O SOL E A RADIAÇÃO SOLAR NA SUPERFÍCIE DA TERRA	19
1.4. INFLUENCIA DO ÂNGULO DE INCIDÊNCIA E DA ORIENTAÇÃO	20
1.5. EFEITO DE ESTUFA	22
2. ESTADO DA ARTE.....	24
2.1. EXEMPLOS DE EQUIPAMENTOS E SOLUÇÕES TÉCNICAS	26
2.1.1. <i>Design</i>	27
2.1.2. <i>Pormenores técnicos</i>	32
3. PRINCÍPIOS PARA O DESENVOLVIMENTO DO COLECTOR.....	37
3.1. FLUIDOS ISOLANTES.....	38
3.2. VARIAÇÃO DAS PROPRIEDADES DOS GASES COM A TEMPERATURA	39
3.2.1. <i>Densidade ou massa volúmica (?)</i>	39
3.2.2. <i>Viscosidade dinâmica (μ)</i>	40
3.2.3. <i>Viscosidade cinemática (?)</i>	41
3.2.4. <i>Calor específico (C_p)</i>	42
3.2.5. <i>Condutibilidade térmica (k)</i>	43
3.2.6. <i>Número de Prandtl (Pr)</i>	44
3.3. CONVECÇÃO NATURAL ENTRE PLACAS PARALELAS	45
3.3.1. <i>h_{cv_i-p} em função da temperatura e da espessura do isolamento</i>	49
3.3.2. <i>h_{cv_i-p} as melhores opções e análise dos resultados preliminares</i>	53
<i>h_{cv_i-p} – A solução escolhida para desenvolvimento</i>	56
3.4. CONVECÇÃO FORÇADA	57
3.4.1. <i>Por efeito do vento</i>	57
3.4.2. <i>Por escoamento do fluído térmico</i>	57
3.5. RADIAÇÃO.....	60
3.5.1. <i>Entre a placa de absorção e o vidro</i>	60
3.5.2. <i>Entre o vidro e o meio exterior</i>	61
3.5.3. <i>Radiação solar recebida</i>	61
3.5.4. <i>$\tau\alpha$ – Produto da transmissibilidade da cobertura e absorção da placa [1]</i>	62
3.6. CONDUÇÃO	62

3.7.	COEFICIENTE DE PERDAS TÉRMICAS.....	63
3.7.1.	<i>Pela parte de cima do colector - U_T.....</i>	64
3.7.2.	<i>Pela parte de baixo do colector – base - U_b.....</i>	65
3.7.3.	<i>Pela parte debaixo do colector – painéis laterais - U_L.....</i>	67
3.8.	CONFIGURAÇÃO E RENDIMENTO DA ALHETA ($REND_{ALHETA}$)	69
3.9.	CAUDAL E FACTOR DE ESCOAMENTO (F'')	71
3.10.	PARÂMETROS DE PERFORMANCE DO COLECTOR	74
3.10.1.	<i>Factor de eficiência do colector F'</i>	74
3.10.2.	<i>Factor de remoção do calor Fr</i>	76
3.10.3.	<i>Factor do escoamento do colector F''</i>	77
3.10.4.	<i>Rendimento instantâneo do colector (?).....</i>	79
4.	MODELAÇÃO NUMÉRICA DO COLECTOR.....	81
4.1.	CONSIDERAÇÕES	81
4.2.	BALANÇOS ENERGÉTICOS DO MODELO NUMÉRICO	83
4.2.1.	<i>Balanço de energia para o vidro.....</i>	84
4.2.2.	<i>Balanço de energia para o isolamento entre a placa e o vidro.....</i>	86
4.2.3.	<i>Balanço de energia para a placa</i>	87
4.2.4.	<i>Balanço de energia para o isolamento da base.....</i>	90
4.2.5.	<i>Balanço de energia para a água</i>	91
4.2.6.	<i>Distribuição da temperatura na placa.....</i>	93
4.2.7.	<i>Distribuição da temperatura da água no escoamento</i>	96
4.2.8.	<i>Coeficiente global de perdas no colector.....</i>	97
4.2.9.	<i>Coeficiente global de perdas na placa.....</i>	97
4.2.10.	<i>Rendimento da alheta.....</i>	97
4.2.11.	<i>Factor de eficiência do colector</i>	98
4.2.12.	<i>Factor de remoção do calor</i>	98
4.2.13.	<i>Factor do escoamento.....</i>	98
4.2.14.	<i>Rendimento do colector.....</i>	98
4.2.15.	<i>Considerações sobre os cálculos efectuados.....</i>	99
5.	RESULTADOS	100
5.1.	CST_{ARGV} COM ISOLAMENTO A ÁRGON E TUBOS NA VERTICAL.....	101
5.1.1.	<i>CST_{45argV} com isolamento a árgon, tubos na vertical e 45°</i>	101
5.1.2.	<i>CST_{90argV} com isolamento a árgon, tubos na vertical e 90°</i>	102
5.1.3.	<i>CST_{argV} – Curvas do rendimento para 45° e 90°.....</i>	103
5.1.4.	<i>CST_{argV} com a variação da temperatura do ambiente exterior.....</i>	106

5.1.5.	CST_{argV} com a variação da temperatura de entrada da água.....	108
5.1.6.	CST_{argV} com a variação da radiação solar incidente.....	111
5.2.	CST_{45ARGH} COM ISOLAMENTO A ÁRGON E TUBOS NA HORIZONTAL.....	114
5.2.1.	CST_{45argH} com isolamento a árgon, tubos na horizontal e 45°.....	114
5.2.2.	CST_{90argH} com isolamento a árgon, tubos na vertical e 90°.....	115
5.3.	CST COM ISOLAMENTO A AR E TUBOS NA VERTICAL.....	116
5.4.	CST COM ISOLAMENTO A KRIPTON E TUBOS NA VERTICAL.....	117
5.5.	CST COM ISOLAMENTO A XÉNON 1 E TUBOS NA VERTICAL.....	118
5.6.	CST COM ISOLAMENTO A XÉNON 2 E TUBOS NA VERTICAL.....	119
5.7.	COMPARATIVOS ENTRE AS SOLUÇÕES.....	120
5.7.1.	Fluxos de calor no vidro.....	120
5.7.2.	Fluxos de calor na placa.....	121
5.7.3.	Fluxos de calor no colector.....	122
5.7.4.	Rendimento e Fr	123
5.7.5.	Coefficientes globais de perda U_g e U_{g_p}	124
5.8.	DESIGN E APLICAÇÃO.....	125
6.	SÍNTESE E CONCLUSÕES.....	127
6.1.	SÍNTESE.....	127
6.2.	CONCLUSÕES.....	130
7.	REFERÊNCIAS.....	132
A)	ANEXO A - PROCESSO DE CERTIFICAÇÃO.....	134
1)	IDENTIFICAÇÃO DAS ENTIDADES DE CERTIFICAÇÃO.....	134
2)	TESTE DO PROCESSO DE CERTIFICAÇÃO.....	134
3)	ENSAIO DA PRESSÃO INTERNA.....	135
4)	ENSAIO À RESISTÊNCIA A TEMPERATURAS ELEVADAS.....	136
5)	ENSAIO DE EXPOSIÇÃO.....	137
6)	ENSAIO AO CHOQUE TÉRMICO EXTERNO.....	138
7)	ENSAIO AO CHOQUE TÉRMICO INTERNO.....	139
8)	ENSAIO DE VEDAÇÃO CONTRA INFILTRAÇÕES DA CHUVA.....	141
9)	ENSAIO À RESISTÊNCIA À CONGELAÇÃO.....	142
10)	ENSAIOS DE ESFORÇOS MECÂNICO.....	144
i.	Ensaio de pressão positiva sobre a cobertura.....	144
ii.	Ensaio de depressão do colector.....	145
iii.	Ensaio de resistência ao choque.....	146
iv.	Controlo final.....	149

11)	ENSAIO DAS PERFORMANCES TÉRMICA	149
i.	<i>Parâmetros de montagem e orientação dos colectores</i>	149
12)	PARÂMETROS MEDIDOS E INSTRUMENTAÇÃO	149
i.	<i>Instalação de teste</i>	150
13)	FLUIDO DE CIRCULAÇÃO PARA TESTE	152
i.	<i>Tubagens e acessórios</i>	152
ii.	<i>Bombas e dispositivos de regulação de caudal</i>	152
iii.	<i>Regulação da temperatura do fluido de circulação</i>	152
14)	ENSAIO DE RENDIMENTO EM REGIME ESTACIONÁRIO	152
i.	<i>Medições</i>	153
ii.	<i>Cálculo do rendimento do colector</i>	154
iii.	<i>Representação gráfica do rendimento instantâneo</i>	155
iv.	<i>Calculo da capacidade térmica</i>	155
v.	<i>Calculo da constante de tempo</i>	157
vi.	<i>Factor do ângulo de incidência</i>	158
vii.	<i>Determinação da perda de carga</i>	158
15)	PROCESSO DE CERTIFICAÇÃO	159
16)	RESUMO DO PROCESSO PARA A CERTIFICAÇÃO	160
B)	ANEXO B – ANÁLISE ECONÓMICA	161
1)	CONSUMO POR PESSOA	161
2)	CAPACIDADE DE SATISFAZER O CONSUMO	161
3)	CUSTOS PRIMÁRIOS DO EQUIPAMENTO	162
4)	AMORTIZAÇÃO DO INVESTIMENTO	162
5)	PRODUÇÃO DOS COLECTORES – VIABILIDADE ECONÓMICA	163
C)	ANEXO C – LISTAGEM DOS RESULTADOS	165
D)	ANEXO D – PROTÓTIPOS CONSTRUÍDOS	169
1)	PROTÓTIPO CST _{AR140}	169
2)	PROTÓTIPO CST _{AR120}	172
3)	PROTÓTIPO CST 3 E FOTOS DIVERSAS	175
E)	ANEXO E – OUTROS DADOS E CATÁLOGOS	180

1. Introdução

O presente trabalho insere-se no projecto final do mestrado integrado em Engenharia Mecânica na opção de energia térmica.

É um projecto proposto pelo seu autor e orientado pelo Sr. Prof. Armando Oliveira da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

O principal objectivo do trabalho é o desenvolvimento de uma solução de elevada eficiência para um colector solar térmico, que poderá mais tarde ser construído para a respectiva certificação pela entidade competente e ficar disponível como mais uma solução válida a propôr ao mercado de consumo de AQS – águas quentes sanitárias.

A referida certificação é um requisito necessário para que o colector possa ser devidamente enquadrado nos apoios dados à utilização de equipamentos que utilizem energias renováveis e na legislação referente à eficiência energética.

1.1. Colector solar térmico plano

Um colector solar térmico é um equipamento que permite transformar a energia da radiação solar em energia térmica útil, isto é, transforma a energia emitida de uma fonte de calor muito distante, o Sol na energia interna de um determinado fluido.

Os colectores solares planos são desenvolvidos para aplicações que requerem temperaturas de utilização moderadas, até 100°C.

Têm a vantagem de aproveitarem tanto a radiação directa como a difusa, não necessitam de um sistemas de seguimento solar e requerem pouca manutenção.

Em geral são equipamentos de baixa complexidade, contudo podem integrar componentes de alta tecnologia.

O custo da energia produzida depende do rendimento térmico do sistema, dos custos primários e da longevidade dos componentes.

O componente principal de um típico colector solar plano é a sua placa de absorção da radiação solar e a forma como esta energia absorvida é transferida para o fluído térmico de trabalho que normalmente circula em tubos de material bom condutor térmico ligados à placa.

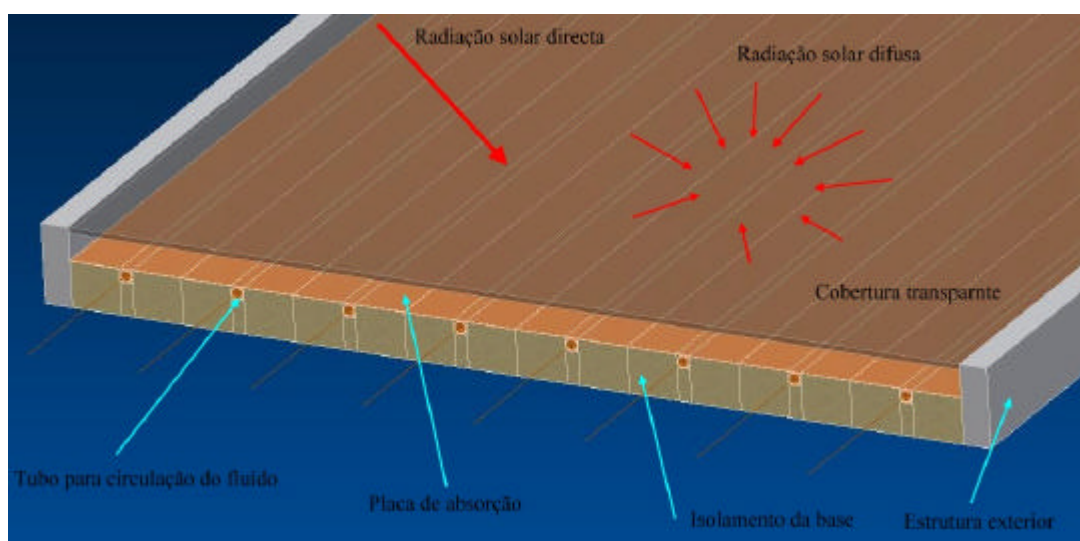


Fig. 1 – Configuração básica de um colector solar térmico plano

A placa de absorção de uma forma geral tem uma cobertura de uma ou mais camadas de um material transparente para reduzir as perdas térmicas para o ambiente exterior, por efeito da radiação e da convecção, criando o chamado “efeito de estufa”.

Nos colectores solares planos a área de absorção da radiação solar é normalmente idêntica à área da exposição solar da cobertura.

Por fim existe a estrutura que normalmente é uma “caixa” fechada, bem isolada lateralmente e por baixo, que acomoda a placa de absorção, suas coberturas e os restantes componentes. Esta estrutura tem também a função de permitir uma boa fixação do sistema da instalação e deve resistir às solicitações mecânicas, térmicas, químicas (corrosão) e de radiação.

Estes colectores são geralmente montados com inclinações que procuram otimizar a quantidade de energia absorvida durante o ano ou mais especificamente num determinado período do ano em que é mais necessário o resultado da relação caudal vs temperatura do fluido.

Tradicionalmente estes colectores são instalados nas coberturas dos edifícios pois são locais onde existe maior facilidade para encontrar a melhor orientação solar sem sombreamento por outros elementos como edifícios, vegetação, etc.

1.2. Balanço de energia de um colector solar plano básico

O rendimento de um colector é determinado por um balanço térmico de toda a energia que entra e sai do mesmo.

Este balanço térmico representa a distribuição da radiação solar incidente, o ganho de energia térmica útil e a soma de todas as perdas térmicas existente.

O balanço global de energia num colector pode ser resumido a:

$$A_c \{ [G.R(ta)]_{\text{radiação directa}} + [G.R(ta)]_{\text{radiação difusa}} \} = Q_u + Q_{\text{perdas}} + Q_{\text{armazenado}} \quad (\text{Eq. 1}) - [1]$$

A radiação directa e a difusa deveria ser tratada de forma diferente pois (ta) para a radiação directa é determinada para o ângulo de incidência dos raios solares, determinado pela geometria solar num determinado tempo e local enquanto para a radiação difusa (ta) o ângulo de incidência médio deveria ser de 60° . No entanto neste estudo, por simplificação, esta

distinção não será efectuada pois será considerado um só valor de radiação global incidente (G).

A performance de um colector é medida pelo seu rendimento global (?) que é determinado pela razão entre fluxo de energia térmica útil e a energia da radiação solar incidente num mesmo período de tempo.

$$h = \frac{\int \frac{Q_u}{A_c} dT}{\int \text{RadiaçãoSolar}} \quad (\text{Eq. 2}) - [1]$$

A concepção de um sistema a energia solar térmica deve procurar minimizar o custo da energia produzida.

1.3. O sol e a radiação solar na superfície da terra

O **Sol** é a estrela central do nosso sistema planetário solar e pode ser considerado como o elemento principal responsável pela vida existente na superfície da terra.

O fluxo energético médio é de 1367 W/m² e a radiação solar média recebida sobre a terra, designada por insolação é de 342 W/m².

A radiação solar é emitida em baixos comprimentos de onda numa gama de [0,3;3,0] μm e em geral as superfícies no planeta Terra emitem em baixos comprimentos de onda devido à sua temperatura.

Sem sistemas de concentração óptico, a radiação incidente na melhor das hipóteses poderá ser de 1100 W/m², variando este valor ao longo do dia e do ano.

A radiação solar na superfície da terra é decomposta em radiação directa (G_{dir}), radiação difusa (G_{dif}) e radiação reflectida (G_{ref}).

$$G = G_{dir} + G_{dif} + G_{ref} \quad (\text{Eq. 3}) - [9]$$

A radiação directa é aquela que atinge, como o nome já indica, a superfície directamente enquanto que a difusa atinge a superfície de forma indirecta por efeito de diversos factores como por exemplo a refacção.

Em termos de potência da radiação recebida numa superfície com ângulo β com a horizontal (H) é determinada por:

$$G_{dir_b} = G_{dir_{nH}} \cdot \frac{\cos i}{\sin h} \quad (\text{Eq. 4}) - [8]$$

$$G_{dif_b} = G_{dif_{nH}} \cdot F_{forma} \quad (\text{Eq. 5}) - [8]$$

$$F_{forma} = \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad (\text{Eq. 6}) - [8]$$

$$G_{ref_b} = r_{sole, \dots} \cdot G_H \cdot \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad (\text{Eq. 7}) - [8]$$

Onde r é o coeficiente de reflexão ($=0.2-0.3$), h a altura do sol, e convém sublinhar o aspecto que para uma superfície vertical o $F_{forma}=0.5$.

Os colectores solares podem apresentar respostas diferentes em termos do seu rendimento conforme a combinação das proporções de $G_{dir} + G_{dif}$ existentes num determinado momento.

A radiação solar é geralmente medida com um piranómetro ou com um pireliómetro, ou mais recentemente com recurso a radiómetros capazes de registar a composição espectral e a energia recebida.

A forma mais corrente de conhecer a radiação solar num determinado local da Terra é através de medições locais ou por recurso às cartas solares que contém o registo da energia de radiação recebida nesse local ao longo do dia e ao longo do ano.

1.4. Influencia do ângulo de incidência e da orientação

Como é sabido a variação do ângulo de incidência da radiação solar varia de acordo com a rotação da Terra originando os dias e as noites e também com a translação da terra ao longo da sua órbita que origina a variação das condições climáticas ao longo do ano. Este efeito deve-se ao facto do eixo N-S da terra estar inclinado em relação ao plano da sua órbita.

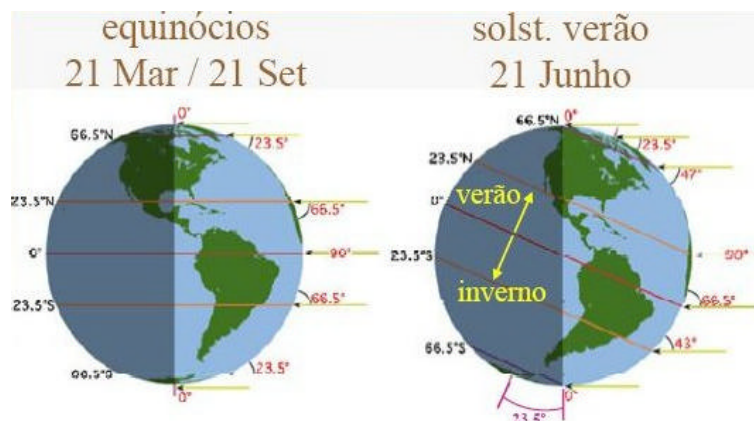


Fig. 2 – Declinação – ângulo do eixo N-S com o plano da orbita terrestre

As referidas variações afectam o ângulo de incidência dos raios solares sobre a superfície da Terra e com este a intensidade da radiação por unidade de área na superfície.

O ângulo de incidência solar (i) numa superfície é o ângulo que os raios solares fazem com a normal da superfície.

Assim quanto menor for o ângulo de incidência solar na superfície menor será a intensidade de radiação solar recebida pois esta é distribuída por uma maior área.

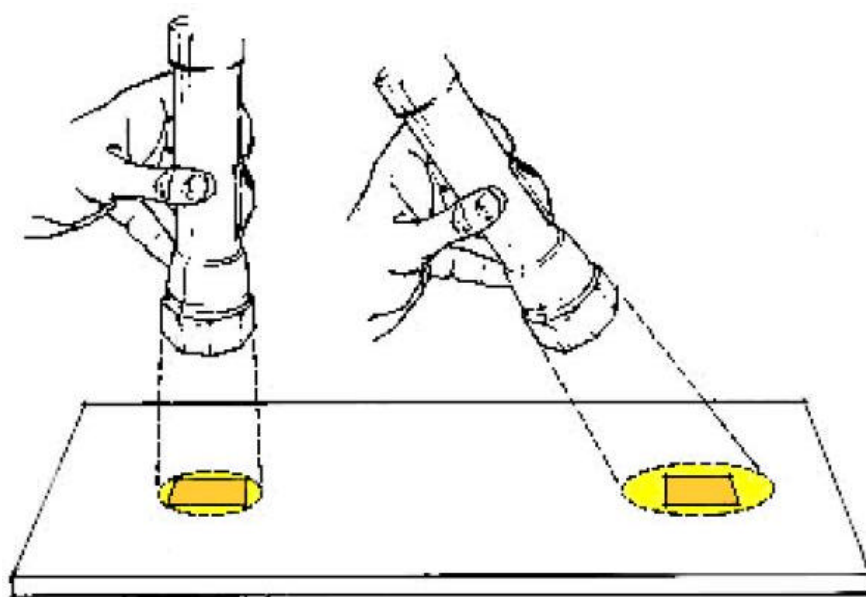


Fig. 3 – Efeito do ângulo de incidência

Para uma superfície horizontal o meio-dia solar corresponde ao momento em que o (i) é zero e a intensidade da radiação é mais elevada.

Para uma superfície vertical ao meio-dia solar esta só recebe radiação solar difusa e reflectida.

A melhor orientação solar de uma superfície localizada no hemisfério Norte da Terra é a orientação Sul e no hemisfério Sul é a Norte pois é nesta orientação que o azimute é 0° .

A latitude do local é determinante na definição do ângulo de uma superfície com a horizontal que otimiza a energia solar recebida para um determinado período de tempo.

Assim para Portugal e para os sistemas solares térmicos o ângulo que otimiza a energia solar recebida em função das características da sua utilização ao longo do ano é um ângulo que está próximo dos 45° .

Os detalhes relativos à teoria da geometria solar necessária para calcular o ângulo de incidência da radiação solar pode ser consultado no anexo 1.

1.5. Efeito de estufa

O efeito de estufa é basicamente um fenómeno que acontece quando a radiação solar entra para um determinado espaço e depois já nem toda consegue sair, provocando um aquecimento adicional.

A radiação incide sobre os elementos que se encontram no interior do espaço e estes ao aquecerem começam a emitir radiação devido ao aumento da sua temperatura. Esta radiação emitida já não consegue sair do espaço pois a cobertura funciona como um filtro opaco para esta radiação e assim o efeito de estufa está presente.

Este fenómeno dá-se devido à diferença nos comprimentos de onda da radiação solar – altos comprimentos de onda – e dos baixos comprimentos de onda da radiação emitida pela maioria dos corpos da superfície da terra.

Conforme a teoria da radiação esta diferença deve-se ao diferente nível de temperaturas dos corpos emissores.

- Elevada temperatura do sol => emissão de radiação em altos comprimento de onda;
- Temperatura normal da superfície da terra => emissão de radiação em baixos comprimentos de onda;

Existem materiais transparentes que funcionam exactamente como filtros de radiação pois permitem a passagem da radiação com altos comprimento de onda mas são praticamente opacos à radiação de baixos comprimentos de onda. Esta característica promove o efeito de estufa e um bom exemplo de um destes materiais muito corrente é o vidro.

Este tipo de efeito é utilizado nos colectores solares térmicos para conseguir reter uma maior quantidade de energia solar e converte-la para energia térmica.

Em síntese, o principal objectivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma solução de elevada eficiência para um colector solar térmico.

Nos capítulos seguintes define-se em primeiro lugar os princípios que fundamentam o desenvolvimento da solução, depois define-se o modelo numérico para o cálculo integrado dos parâmetros em causa e por fim apresenta-se os resultados e a análise dos cálculos com vários valores comparativos e conclusões.

Em anexo junta-se informação sobre o processo de ensaio na certificação deste tipo de colectores, uma descrição sintética dos protótipos executados e dos seus valores de performance baseados no modelo numérico deste trabalho e por fim uma listagem dos valores dos parâmetros calculados para cada uma das opções estudadas.

2. Estado da arte

No mercado existem diversas soluções e configurações de colectores solares térmicos planos, desde soluções a funcionarem em termosifão, em circulação forçada, em circuito aberto, em circuito fechado, com superfície de absorção selectiva e não selectiva, com estrutura metálica, em polímero, em madeira, com uma duas e até três coberturas de camadas transparente sobre a placa de absorção, em vidro ou em polímero e até mesmo sem cobertura.

Estas diferentes configurações originam diferentes performances térmicas e resultam de diferentes estados de desenvolvimento das soluções para diferentes tipos de aplicações.

Por exemplo, os colectores sem cobertura têm um melhor rendimento térmico numa gama de diferenças de temperatura de utilização baixas [0;20°C] e são adequados para aquecimento de piscinas pois a inexistência da cobertura torna-os mais competitivos economicamente.

Este trabalho vai incidir no desenvolvimento de uma solução para águas quentes domésticas ou sanitárias (AQS) e para este tipo de aplicação [22 a 60°C] as soluções mais indicadas passam por colectores planos com cobertura.

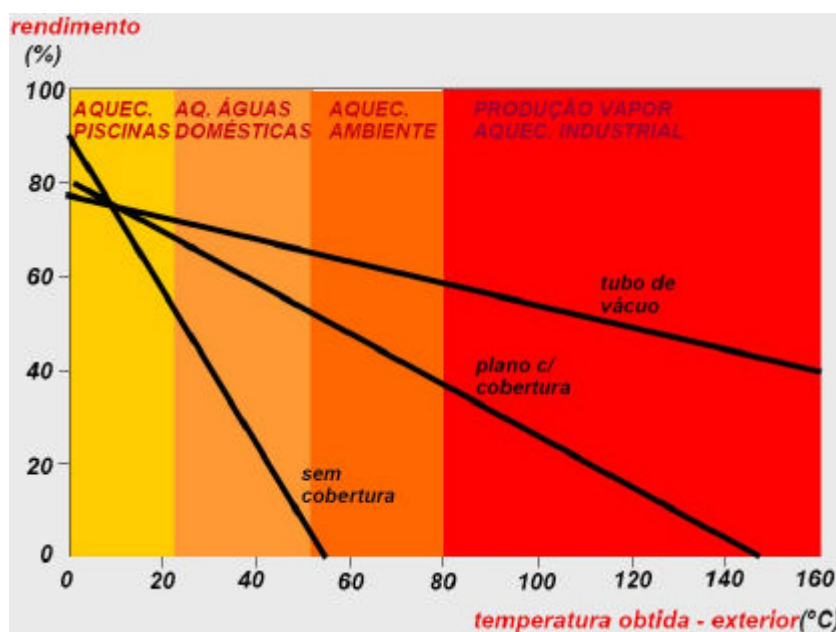


Fig. 4 – Tipos de equipamentos e seu rendimento em função da sua aplicação

De todas as soluções encontradas no mercado aquelas que melhor desempenho têm são as mais recentes e apresentam um conjunto de características comuns que se passa a enumerar.

É necessário ter em consideração que muitos dos pormenores técnicos diferenciadores não se encontram disponíveis na informação técnica do equipamento mas que são detectáveis a partir de uma observação atenta e cruzada com um conhecimento específico.

Assim os aspectos mais relevantes das melhores soluções analisadas – o estado da arte – passam por:

- A superfície de absorção é constituída por um revestimento selectivo à base de óxido de titânio ou de crómio – níquel, isto é um revestimento que tem a característica de conseguir uma elevada absorção da radiação solar e ao mesmo tempo um emissividade muito baixa com valores na ordem de [0.05 a 0.08];
- O isolamento geral do equipamento é de muito bom nível pois recorrem a materiais de muito baixa condutibilidade térmica ou melhor potenciam um coeficiente global de perdas baixo;
- Alguns deles aparentam a utilização de gases ou de mistura de gases com características isolantes entre a placa de absorção e da cobertura, não tendo sido possível encontrar especificações objectivas sobre este aspecto na documentação estudada;
- A cobertura é geralmente composta por um só vidro de elevadas performances ópticas e não em polímero, pois estes ainda não têm grande durabilidade contra os efeitos da radiação solar;
- O vidro tem um elevado índice de transmissão e geralmente é tão fino quanto estruturalmente é possível de forma a manter uma resistência mecânica e térmica adequada. Os valores do índice de transmissão variam de 0.8 a 0.91 e as espessuras desde 3mm a 6mm.;
- O ambiente interior é sempre um ambiente o mais seco possível;

- Existem soluções técnicas de pormenor para evitar danos devido aos elevados e extremos ciclos térmicos que provocam dilatações e contracção significativas dos componentes;
- O fluido de circulação nos sistemas fechados – circuitos em que o fluido de circulação está fisicamente separado do circuito de utilização por meio de um permutado de calor – são constituídos por uma mistura de água e glicol - propileno ou anti-congelante de forma a evitar o congelamento do fluido quando a temperatura exterior é muito baixa.
- Os equipamentos estão ligados a um sistema de controlo que interrompe ou acciona o circuito de circulação de forma a ajustar o seu funcionamento em função das temperaturas do sistema.
- Sempre que necessário o circuito é interrompido para evitar que o colector solar não se transforme num dissipador de calor quando as condições exteriores assim o impõem.
- São soluções modulares que permitem uma integração de diversos colectores tanto em série com em paralelo de acordo com o tipo de aplicação da instalação. A integração em série potencia maiores temperaturas de utilização e as paralelas potenciam um maior caudal de utilização;
- Estão preparados para uma fácil, rápida e segura instalação com elementos de fixação de afinação simples e dimensionados para suportarem as cargas estáticas devidas ao peso próprio e ao efeito do vento;
- Eficaz vedação contra infiltrações das águas pluviais;
- Baixa manutenção.

2.1. Exemplos de equipamentos e soluções técnicas

Para uma melhor ilustração das diversas soluções existentes no mercado apresenta-se um resumo dos aspectos mais relevantes encontrados na pesquisa efectuada.

2.1.1. Design

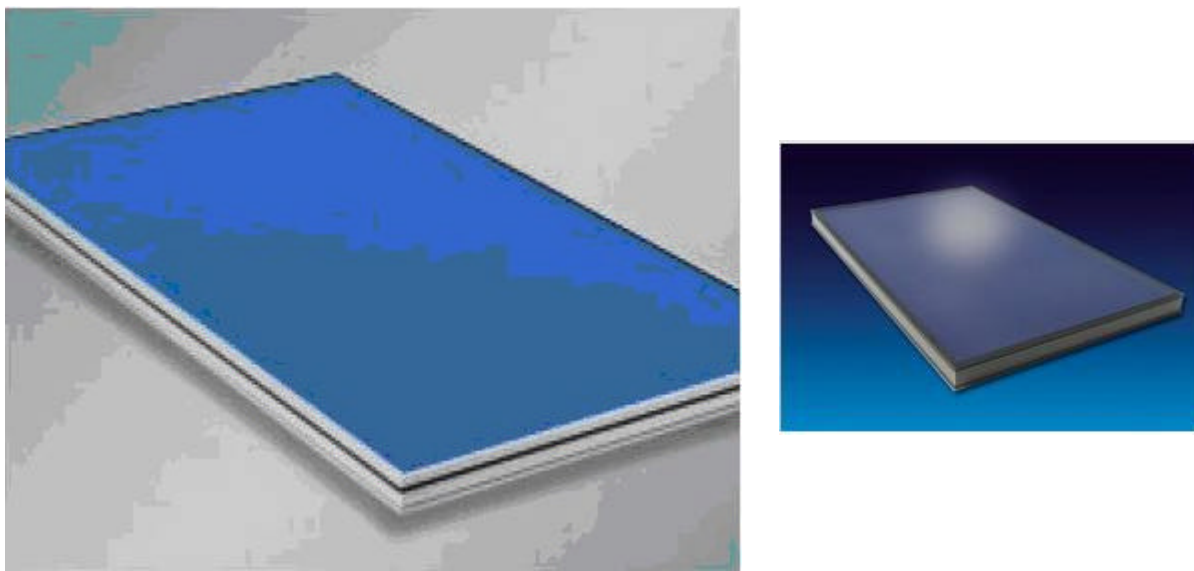


Fig. 5 – Colector de topo de gama com superfície em cor azul e bastante fino



Fig. 6 – Colector com superfície em cor azul-escuro e contraste a preto



Fig. 7 – Colector com superfície em cor azul-escuro com linhas de soldadura



Fig. 8 – Colector em termo sifão

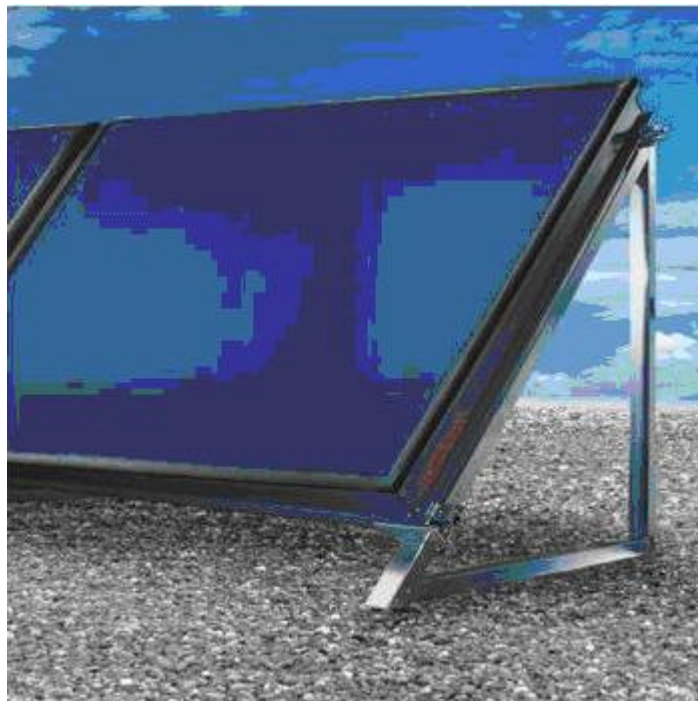


Fig. 9 – Colector com instalação a 45°

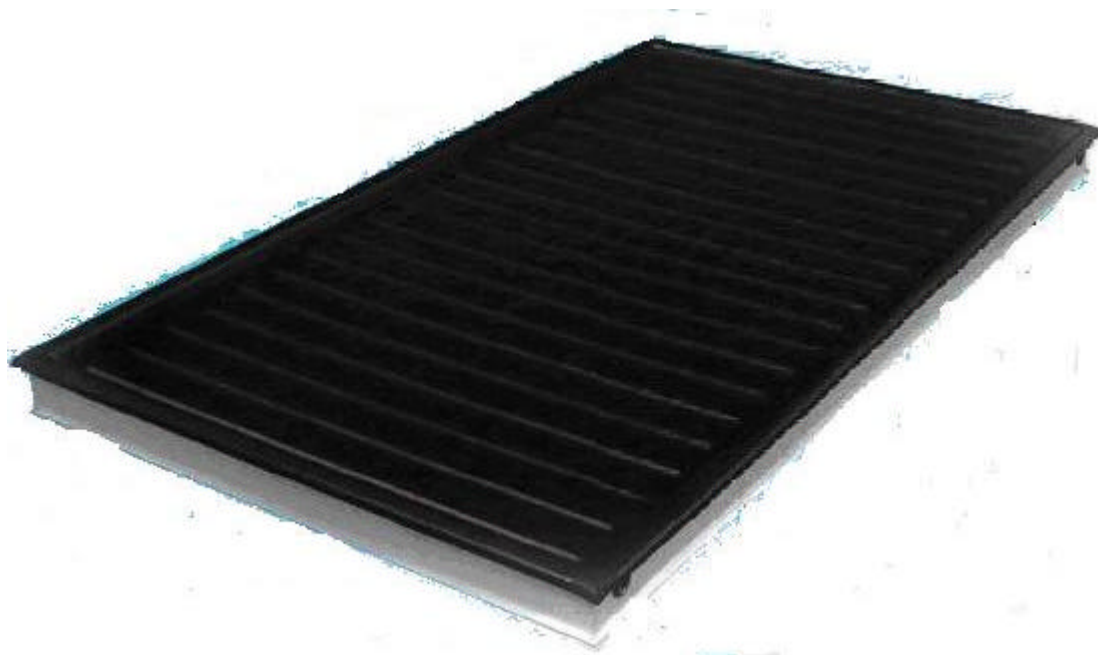


Fig. 10 – Colector com superfície preta e com linhas de soldadura transversais

Colector solar térmico plano de elevada eficiência

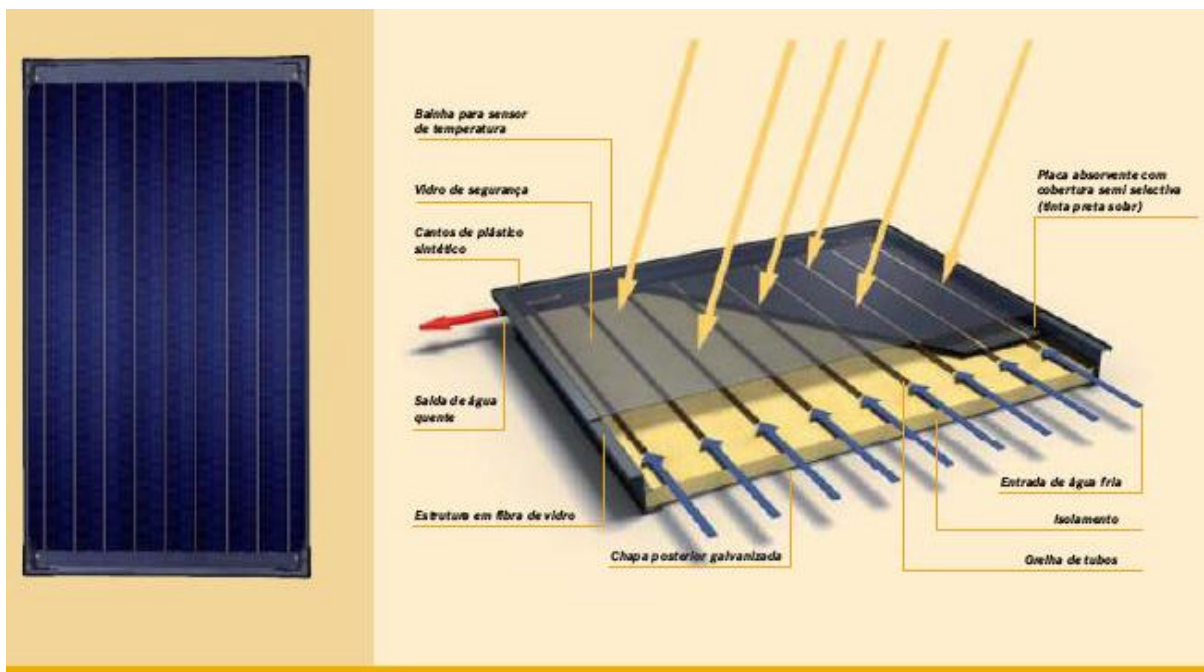


Fig. 11 – Colector com tubos na vertical e com barramento

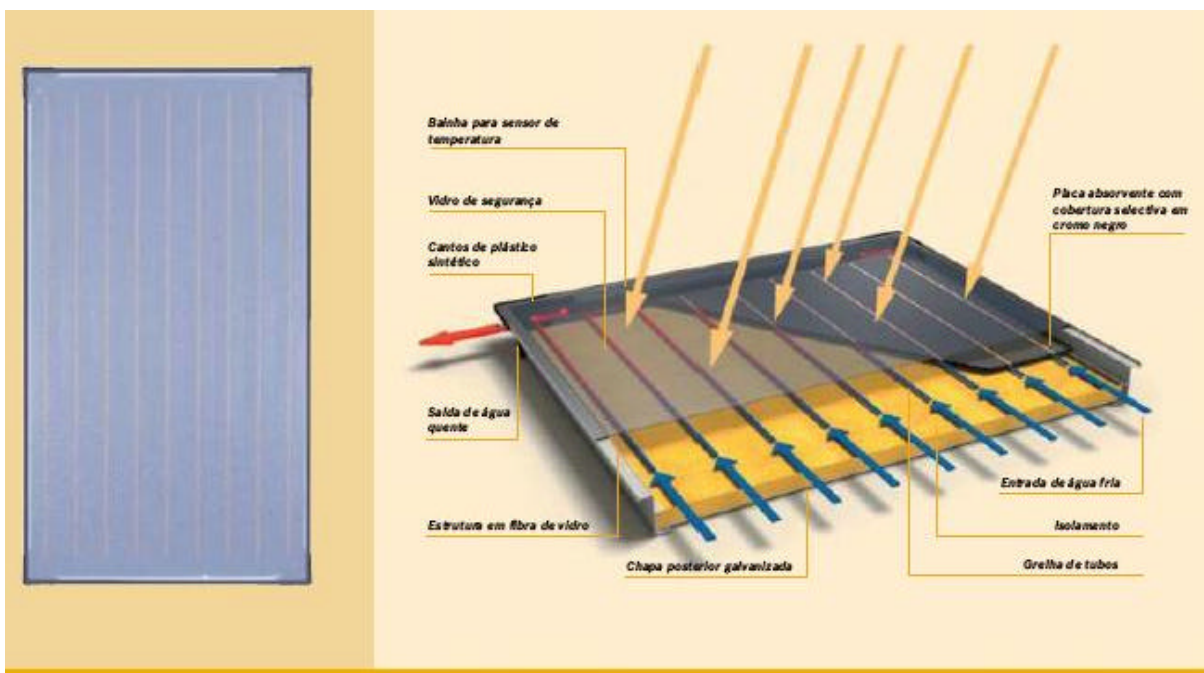


Fig. 12 – Colector com tubos na vertical, com barramento e vidro fosco

Colector solar térmico plano de elevada eficiência

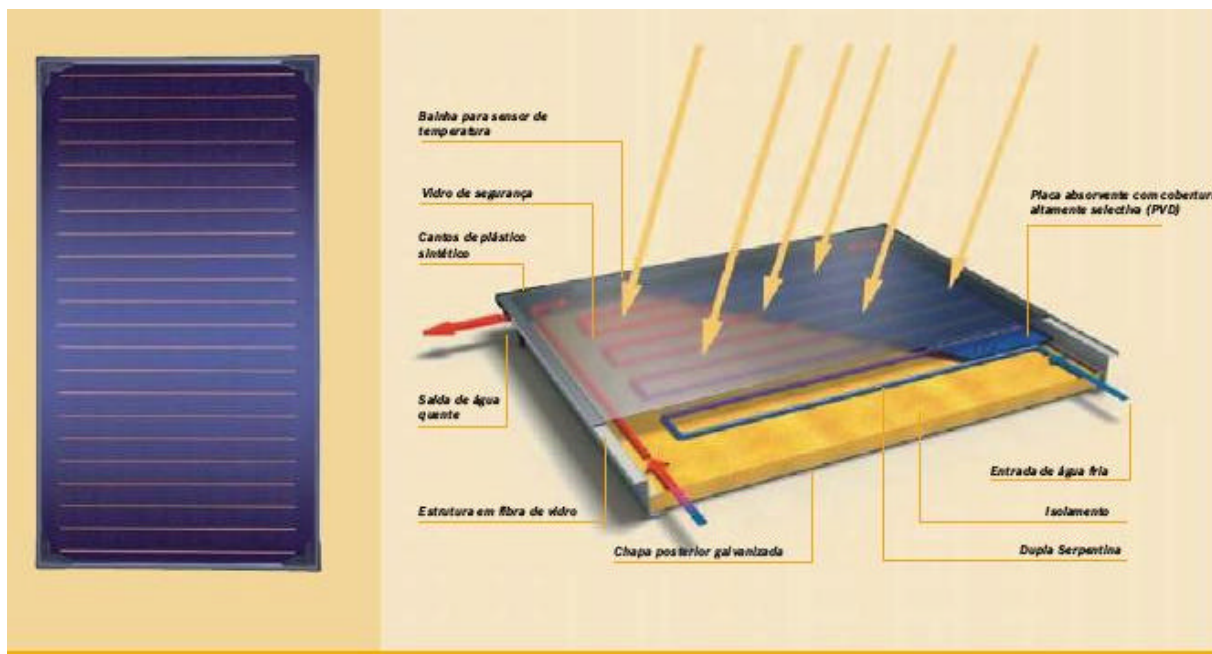


Fig. 13 – Colector com tubos em serpentina horizontal

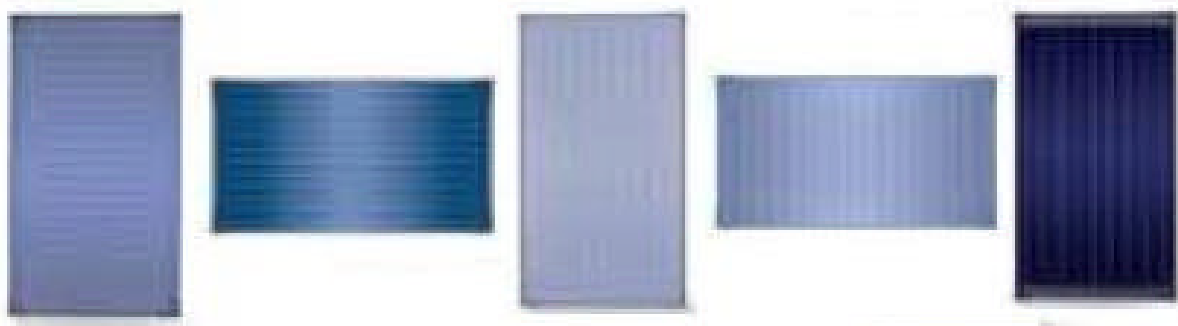


Fig. 14 – Colector com diferentes dimensões e com tubos na vertical e na horizontal



Fig. 15 – Exemplo de uma instalação solar térmica

2.1.2. Pormenores técnicos

As diferenças das performances e da qualidade de construção dos diversos colectores, a partir de um determinado nível são conseguidas através de melhoramentos e inovações que passam por detalhes incorporados em cada solução específica.

Atento a estes detalhes, inclui-se uma série de figuras representativas de alguns desses detalhes diferenciadores entre colectores.

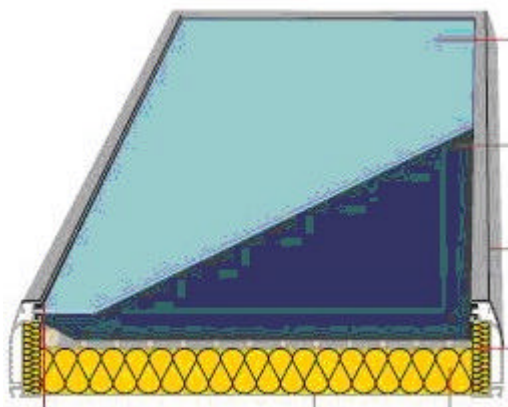


Fig. 16 – Colector com isolamento da base conseguido com uma solução alveolar

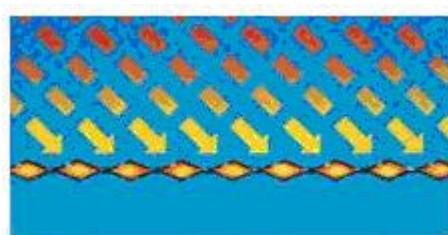


Fig. 17 – Placa de absorção por canais e com tubo de secção oval



Fig. 18 – Ligação flexíveis para absorver as dilatações dos ciclos térmicos

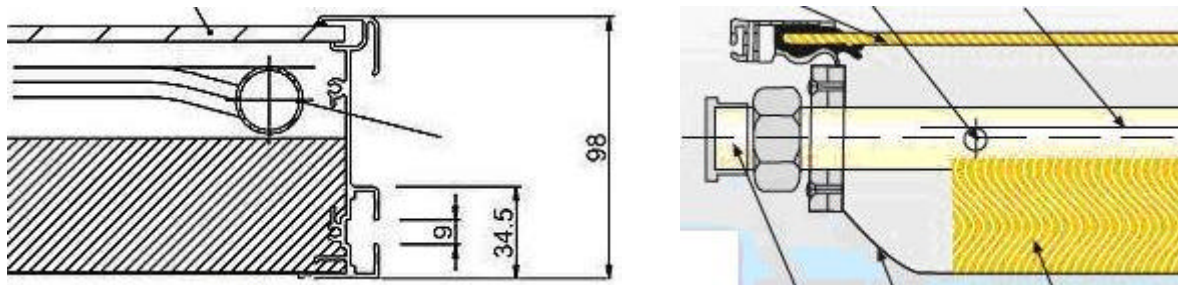


Fig. 19 – Pormenores na secção do colector – vedação e tubo de saída

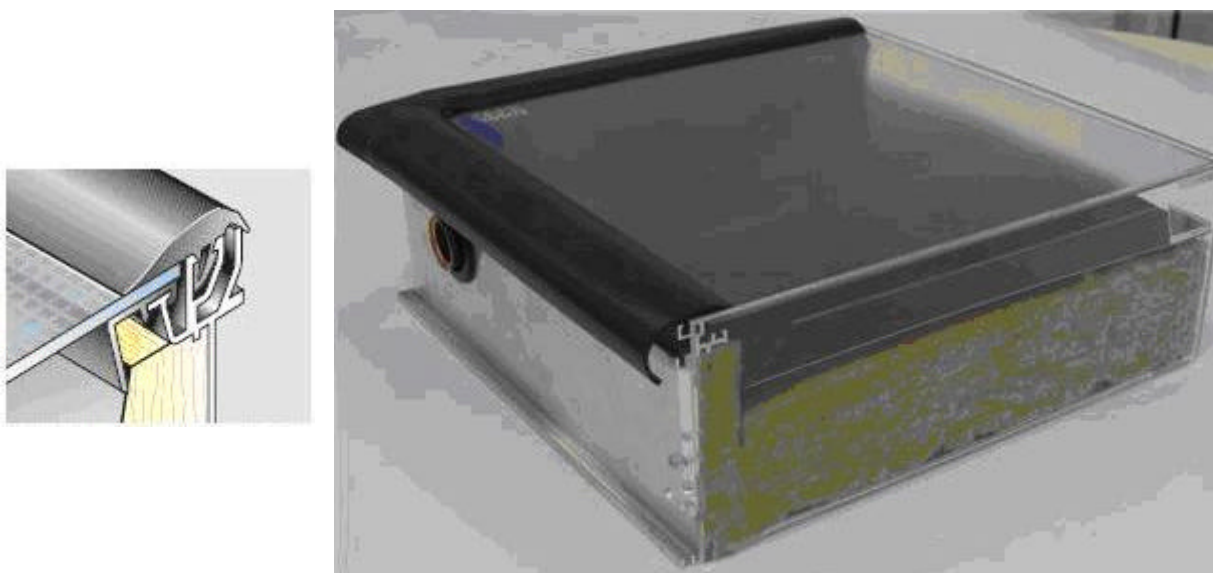


Fig. 20 – Pormenor da vedação entre o vidro e a estrutura

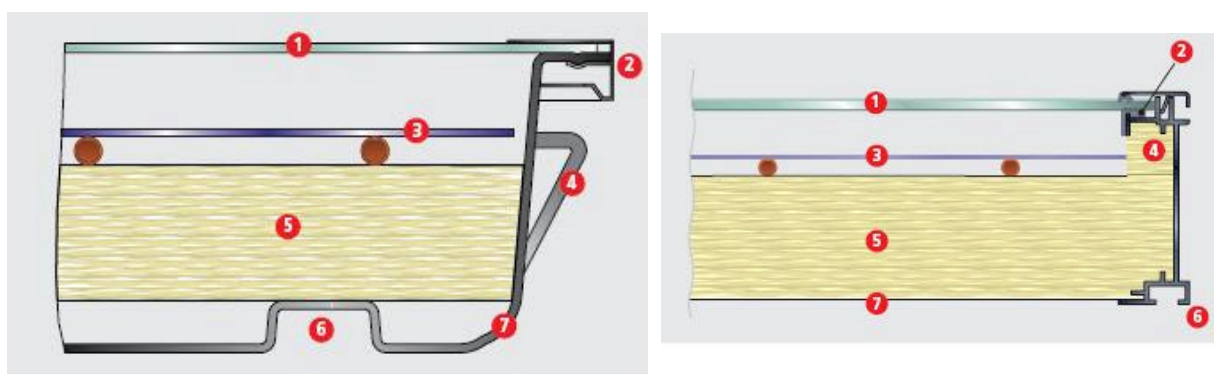


Fig. 21 – Pormenores na secção do colector

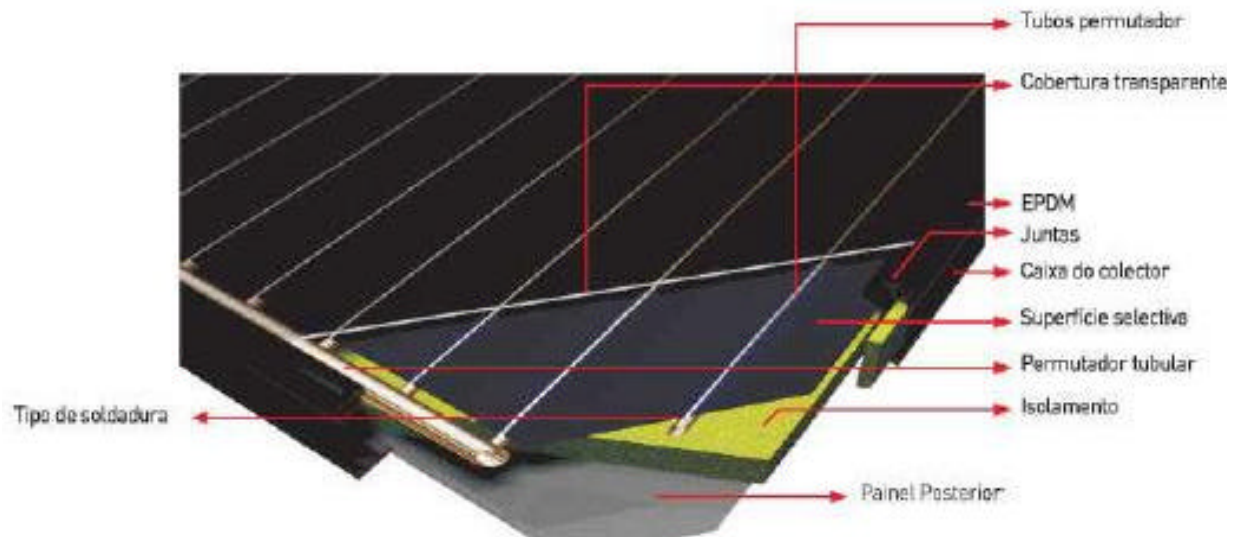


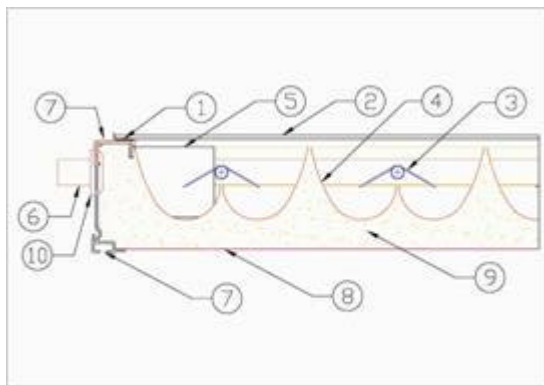
Fig. 22 – Componentes do colector por camadas



Fig. 23 – Sistema de fixação do colector em cobertura inclinada e pormenor de ligação

Para uma melhor percepção da diferença entre os colectores solares térmicos planos, os concentradores e os de tubo de vácuo, apresenta-se também de forma muito sintética alguns exemplos dos tipos referidos.

Colector solar térmico plano de elevada eficiência



O CPC 3E+ é constituído essencialmente por:

1. Fita biadesiva;
2. Vidro Temperado de alta transmissibilidade (3 m);
3. Alheta Selectiva em ambas as faces;
4. Espelho de alta reflectividade;
5. Limitador da grelha;
6. Tubo de cobre de diâmetro 22 mm;
7. Perfil de alumínio anodizado;
8. Chapa de fundo;
9. Isolamento em poliuretano expandido livre de CFC's;
10. Passa fios em borracha E.P.D.M;

Fig. 24 – Pormenor de um coletor CPC de concentração solar



Fig. 25 – Colectores de tubos de vácuo – circulação forçada e termo sifão

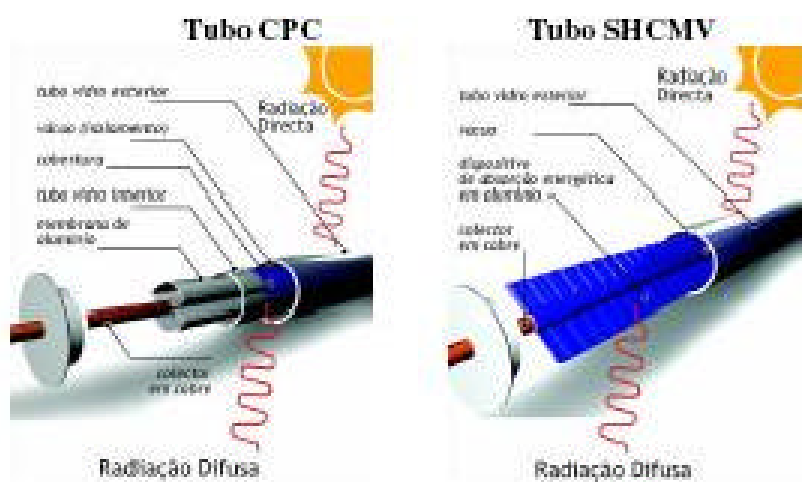


Fig. 26 – Pormenor técnico dos elementos constituintes dos tubos de vácuo

3. Princípios para o desenvolvimento do colector

Após uma análise geral da informação científica e tecnológica existente sobre os colectores solares térmicos planos, foi decidido começar por otimizar o problema do isolamento das perdas térmicas pela parte superior do equipamento, mais especificamente as perdas por convecção natural entre a placa de absorção e o vidro.

Considerou-se que estas perdas são as mais difíceis de reduzir e estão menos desenvolvidas nas soluções encontradas no mercado.

Esta consideração é justificada por parecer que a evolução do desenvolvimento dos equipamentos já existentes teve em consideração diferentes ordens de prioridade de optimização.

Assim, o estudo vai começar por procurar encontrar uma solução que minimize as perdas por convecção entre a placa e o vidro, considerando uma determinada gama de temperaturas de funcionamento para a placa e para o vidro. Mais tarde será feita a análise do sistema global, através de um modelo numérico iterativo, com a variação das temperaturas de forma a determinar os parâmetros mais relevantes na performance de um colector.

Serão ainda considerados os parâmetros normais e conhecidos das propriedades dos materiais e dos fluidos.

A referida directriz de desenvolvimento terá ainda em consideração o aspecto primordial relacionado com a optimização do ganho solar e que sem este o sistema não fará qualquer sentido.

A selecção desta ordem de prioridade de optimização, levará à definição de uma configuração da área colectora (comprimento x largura) que minimiza as perdas por convecção, assumindo todas as restantes melhores soluções tecnológicas já disponíveis para os subsistemas.

Tendo em conta as condições de instalação final deste equipamento o estudo da solução será limitado a dois ângulos entre a superfície do colector e a horizontal – 45° e 90°.

A selecção destes dois ângulos visa encontrar uma só solução que tenham um rendimento elevado nas duas posições de instalação pois o ângulo de 45° corresponde, no solar térmico, à inclinação que melhor responde às condições solares em Portugal.

Já a opção pelo de ângulo de 90° visa analisar a instalação deste tipo de sistemas em fachadas de edifícios.

3.1. Fluidos isolantes

Como fluído isolante entre a placa e a cobertura serão estudados os seguintes gases:

- Ar seco ou sintético
- Árgon
- Krypton
- Xénon

Esta selecção teve em consideração as características específicas dos gases inertes e o seu comportamento nas condições de utilização para este tipo de equipamento.

Foi incluído também o ar seco de forma a permitir a comparação entre os resultados das soluções obtidas.

Algumas características importantes tomadas em consideração na selecção dos gases foram p.e. a sua condutibilidade térmica, densidade ou massa volúmica, calor específico, viscosidade, estabilidade físico/química do gás, disponibilidade no mercado (custo), estabilidade eléctrica, impactos ambientais (este aspecto fez excluir da análise de fluidos como p.e. o SF6 - hexafluor de enxofre e outros gases com carbono – CO, CO2 e outros, etc.

Tendo em consideração que as propriedades dos diferentes fluidos a estudar variam em função da temperatura de funcionamento e de forma a perceber melhor como esta variação pode influenciar os resultados apresenta-se a seguir alguns gráficos demonstrativos desse efeito no intervalo de temperaturas [20;130] °C.

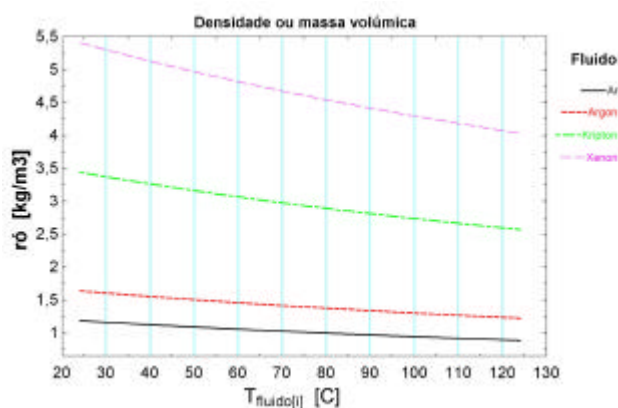
3.2. Variação das propriedades dos gases com a temperatura

3.2.1. Densidade ou massa volúmica (?)

A densidade é uma propriedade intrínseca dos materiais que influencia a transferência de calor por convecção natural pois este fenómeno tem em consideração uma razão entre os esforços de ascensão por efeito da subida da temperatura e os esforços viscosos desse meio.

Assim quanto mais denso for um fluido maior será o esforço de ascensão necessário para a convecção natural.

Tab. 1 – Resumo dos valores obtidos para a variação da densidade com a temperatura



T_fluido	ρ_{ar}	ρ_{argon}	ρ_{krypton}	ρ_{xenon}
[°C]	[kg/m³]	[kg/m³]	[kg/m³]	[kg/m³]
V_Médio	1,024	1,412	2,966	4,657
V_Mínimo	0,889	1,226	2,573	4,037
V_Máximo	1,188	1,639	3,443	5,412
Amplitude	0,299	0,413	0,870	1,375
T=74°C	1,017	1,402	2,945	4,623

Fig. 27 – Variação da densidade com a temperatura

Síntese dos valores:

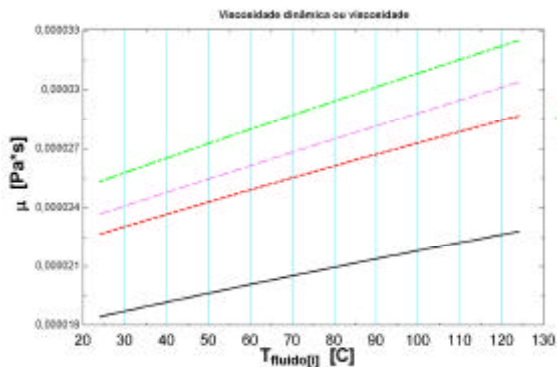
- Todos os gases diminuem a sua densidade com o aumento da temperatura;
- Por ordem decrescente de densidade: xénon, krypton, árgon e ar;
- Por ordem decrescente na variação: xénon, krypton, árgon e ar;
- Quanto maior for a densidade do fluido maior será a sua contribuição para obter um coeficiente de transferência menor.

3.2.2. Viscosidade dinâmica (μ)

A viscosidade dinâmica esta associada ao esforço resistente que um fluido exerce, pelas suas características intrínsecas, quando sujeito a uma variação de velocidade.

Assim, quanto maior for a viscosidade de um fluido maior será a sua resistência aos fenómenos da convecção natural.

Tab. 2 – Resumo da variação da viscosidade dinâmica com a temperatura



T_{fluido}	μ_{ar}	μ_{argon}	μ_{krypton}	μ_{xenon}
[°C]	[Pa.s]	[Pa.s]	[Pa.s]	[Pa.s]
Média	2,067E-05	2,574E-05	2,898E-05	2,708E-05
Mínimo	1,844E-05	2,267E-05	2,534E-05	2,369E-05
Máximo	2,280E-05	2,868E-05	3,252E-05	3,041E-05
Amplitude	4,360E-06	6,010E-06	7,180E-06	6,720E-06
$T=74^{\circ}\text{C}$	2,070E-05	2,577E-05	2,901E-05	2,709E-05

Fig. 28 – Variação da viscosidade dinâmica com a temperatura

Síntese dos valores:

- Todos os gases aumentam a sua viscosidade com o aumento da temperatura;
- Por ordem decrescente de viscosidade: krypton, xénon, árgon e ar;
- Por ordem decrescente na variação: krypton, xénon, árgon e ar;
- Quanto maior for a viscosidade do fluido maior será a sua contribuição para obter um coeficiente de transferência menor.

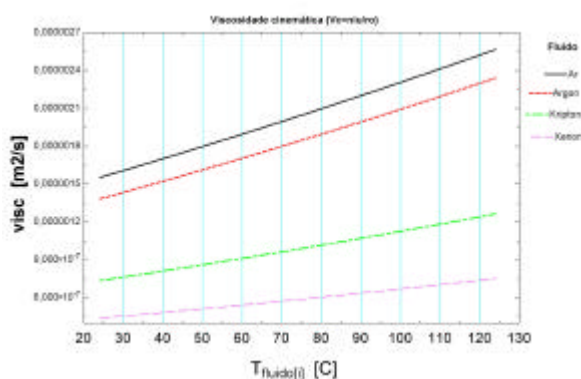
3.2.3. Viscosidade cinemática (?)

A viscosidade cinemática é a relação entre a viscosidade dinâmica e a densidade de um fluido.

$$n = \frac{m}{r} \quad (\text{Eq. 8}) - [13]$$

A sua variação com a temperatura mostra de forma relativa qual dos seus termos é mais ou menor sensível à temperatura. Uma variação crescente significa que a viscosidade dinâmica aumenta mais do que a densidade e vice-versa.

Tab. 3 – Resumo da variação da viscosidade cinemática com a temperatura



T_fluido	?ar	?argon	?krypton	?xenon
[°C]	[m2/s]	[m2/s]	[m2/s]	[m2/s]
Média	2,044E-06	1,846E-06	9,901E-07	5,893E-07
Mínimo	1,553E-06	1,383E-06	7,359E-07	4,378E-07
Máximo	2,566E-06	2,340E-06	1,264E-06	7,534E-07
Amplitude	1,013E-06	9,570E-07	5,281E-07	3,156E-07
T=74°C	2,036E-06	1,838E-06	9,851E-07	5,860E-07

Fig. 29 – Variação da viscosidade cinemática com a temperatura

Síntese dos valores:

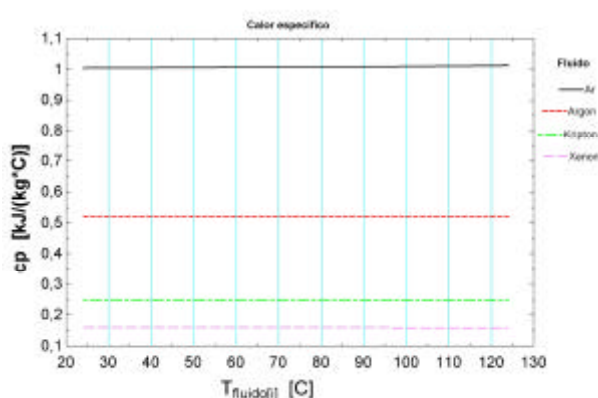
- Todos os gases aumentam a sua viscosidade cinemática com o aumento da temperatura;
- Por ordem decrescente de viscosidade cinemática: ar, árgon, krypton e xénon;
- Por ordem decrescente na variação: ar, árgon, krypton e xénon;
- Quanto menor for a viscosidade cinemática do fluido maior será a sua contribuição para obter um coeficiente de transferência menor.

3.2.4. Calor específico (Cp)

O calor específico de um fluido é definido como a energia necessária para elevar um grau a temperatura de uma unidade de massa desse fluido.

Assim quando maior for o calor específico do fluido mais energia é necessária para fazer subir a sua temperatura e mais capacidade calorífica pode acumular.

Tab. 4 – Resumo da variação do calor específico com a temperatura



T_fluido	Cp _{ar}	Cp _{argon}	Cp _{krypton}	Cp _{xenon}
[°C]	[kJ/(kg.C)]	[kJ/(kg.C)]	[kJ/(kg.C)]	[kJ/(kg.C)]
Média	1,008	0,521	0,249	0,159
Mínimo	1,005	0,521	0,249	0,159
Máximo	1,013	0,522	0,249	0,160
Amplitude	0,008	0,001	0,001	0,001
T=74°C	1,008	0,521	0,249	0,159

Fig. 30 – Variação do calor específico com a temperatura

Síntese dos valores:

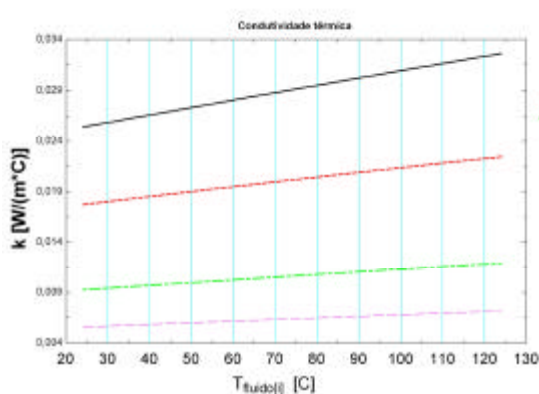
- O cp do árgon, krypton e o xénon diminuem muito ligeiramente com a temperatura;
- O ar aumenta ligeiramente o seu cp com o aumento da temperatura;
- Por ordem decrescente de cp: ar, árgon, krypton e xénon;
- Por ordem decrescente na variação: ar e depois ao mesmo nível o árgon, krypton e xénon; Não existem variações significativas.
- Quanto menor for calor específico do fluido maior será a sua contribuição para obter um coeficiente de transferência menor.

3.2.5. Condutibilidade térmica (k)

A condutibilidade térmica de um fluido é a sua capacidade de permitir a transferência de calor através do seu meio pelo efeito da condução térmica.

Assim quando menor for a condutibilidade térmica do fluido melhor são as suas características isolantes.

Tab. 5 – Resumo da variação da condutibilidade térmica com a temperatura



T_fluido	k _{ar}	k _{argon}	k _{kripton}	k _{xenon}
[°C]	[W/(m.C)]	[W/(m.C)]	[W/(m.C)]	[W/(m.C)]
Média	0,02907	0,02013	0,01061	0,00637
Mínimo	0,02544	0,01773	0,00926	0,00557
Máximo	0,03263	0,02244	0,01193	0,00716
Amplitude	0,00719	0,00471	0,00267	0,00159
74°C	0,02910	0,02016	0,01062	0,00637

Fig. 31 – Variação da condutibilidade térmica com a temperatura

Síntese dos valores:

- Todos os gases aumentam a sua condutibilidade térmica com o aumento da temperatura;
- Por ordem decrescente de condutibilidade térmica; Ar, árgon, kripton e xénon
- Por ordem decrescente na variação: ar, árgon, kripton e xénon;
- Quanto menor for a condutibilidade térmica do fluido maior será a sua contribuição para obter um coeficiente de transferência menor.

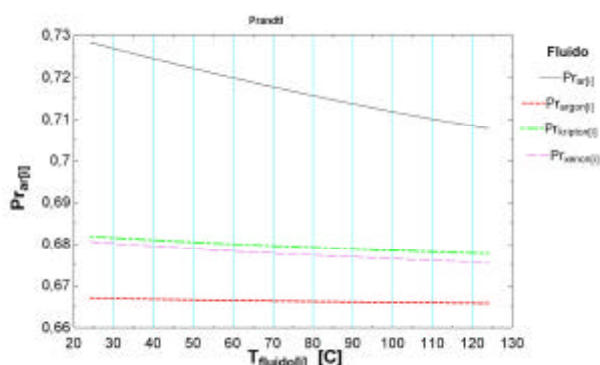
3.2.6. Número de Prandtl (Pr)

O número de Prandtl é um número adimensional que relaciona a quantidade de movimento e a transmissão de calor por condução da seguinte forma.

$$Pr = \frac{cp.m}{l} \quad (\text{Eq. 9})$$

Assim quando menor for o número de Prandtl de um fluido mais difícil será a transferência de calor através deste.

Tab. 6 – Resumo da variação do número de Prandtl com a temperatura



T_fluido	Pr _{ar}	Pr _{argon}	Pr _{krypton}	Pr _{xenon}
[°C]	[-]	[-]	[-]	[-]
Média	0,7173	0,6664	0,6795	0,6777
Mínimo	0,7078	0,6658	0,6777	0,6755
Máximo	0,7283	0,6670	0,6819	0,6806
Amplitude	0,0205	0,0012	0,0042	0,0051
74°C	0,7169	0,6663	0,6794	0,6776

Fig. 32 – Variação do número de Prandtl com a temperatura

Síntese dos valores:

- O Pr do ar diminui mais significativamente com o aumento da temperatura enquanto que para o krypton e para o xénon essa redução é mais ligeira;
- O Pr do Árgon é o que menos reduz com o aumento da temperatura;
- Por ordem decrescente de Pr; Ar, krypton, xénon e árgon;
- Por ordem decrescente na variação: Ar, krypton, xénon e árgon;
- Quanto menor for o Prandtl do fluido menor será o seu coeficiente de transferência.

3.3. Convecção natural entre placas paralelas

O conjunto placa de absorção e a cobertura utilizada para reter o calor por efeito de estufa, configura uma situação de convecção natural num espaço confinado entre placas paralelas.

As perdas por convecção entre a placa e o vidro são determinadas pela equação 10.

$$Q_{p_{cve}} = h_{cvi_p} \cdot A_c \cdot (T_p - T_{v1}) \quad (\text{Eq. 10})$$

Conforme já foi referido atrás o desenvolvimento deste colector vai procurar encontrar uma solução que tenha um coeficiente de convecção natural entre placas paralelas (h_{cvi_p}) muito baixo.

O material seleccionado para a cobertura do colector foi o vidro por este apresentar vantagens tecnológicas, nomeadamente quanto à sua resistência à degradação devido à radiação solar. Existem outros materiais polímeros com idênticas propriedades de transmissibilidade vs absorção e até com algumas vantagens interessantes, p.e. a resistência ao choque, o peso, condições de produção etc, no entanto ainda não consegue ter uma boa durabilidade contra à radiação solar.

À luz da teoria da convecção natural em espaços confinado entre placas paralelas, foram estudadas diversas configurações das distâncias entre as placas, das alturas de convecção na placa e da gama de temperaturas para os dois ângulos de 45° e 90° e ainda para cada um dos fluidos isolantes considerados.

O estudo efectuado procurou a melhor configuração de forma a obter um baixo coeficiente de transferência de calor para uma distância máxima entre placas até 50mm.

Considerando que a diferença de temperaturas de funcionamento entre a placa e o vidro pode ir até 80°C, foi calculado o coeficiente de transferência de calor para cada um dos fluidos em função do valor da diferença de temperaturas.

As propriedades dos fluidos foram determinadas, através da biblioteca do programa EES [3], para uma temperatura média de 74°C e uma pressão de 1 atm.

Para a temperatura do ar exterior foi considerado razoável definir a gama de temperaturas de [10 a 45°C] como temperaturas com interesse no funcionamento do colector.

O coeficiente de transferência de calor por convecção natural ($h_{cvl,p}$) foi estimado inicialmente para a temperatura do vidro a 24°C e uma gama de temperatura da placa de [30 a 110°C].

O cálculo deste coeficiente foi efectuado através das rotinas internas do EES [3] que se baseiam na teoria da convecção natural em espaço confinado entre placas paralelas.

O uso desta subrotina foi utilizado inicialmente para começar a definir a solução do problema e mais tarde foi novamente utilizada mas já integrado na formulação completa do problema para validar os resultados.

Os aspectos mais relevantes da teoria para este tipo de convecção é resumido da seguinte forma:

Um sistema onde um fluido está confinado entre duas placas verticais paralelas separadas de um distancia d e com diferentes temperaturas (T_1 e T_2), é possível, segundo MacGregor e Emery [2], encontrar diferentes fenómenos de transferência de calor conforme o valor de Rayleigh $Ra=Gr.Pr$ onde Gr e Pr são o número de Grashof e Prandtl respectivamente [4].

$$Gr_d = \frac{gb(T_1 - T_2)d^3}{n^2} \quad (\text{Eq. 11})$$

$$Pr = \frac{c_p m}{k} = \frac{n}{a} \quad (\text{Eq. 12})$$

g – aceleração gravítica

C_p – calor específico a pressão constante

β – coeficiente de expansão volúmica com a temperatura $=1/T$

μ – viscosidade dinâmica

k – condutibilidade térmica

T – temperatura

ν – viscosidade cinemática

d – distancia entre placas

α – difusibilidade térmica

ν – viscosidade cinemática

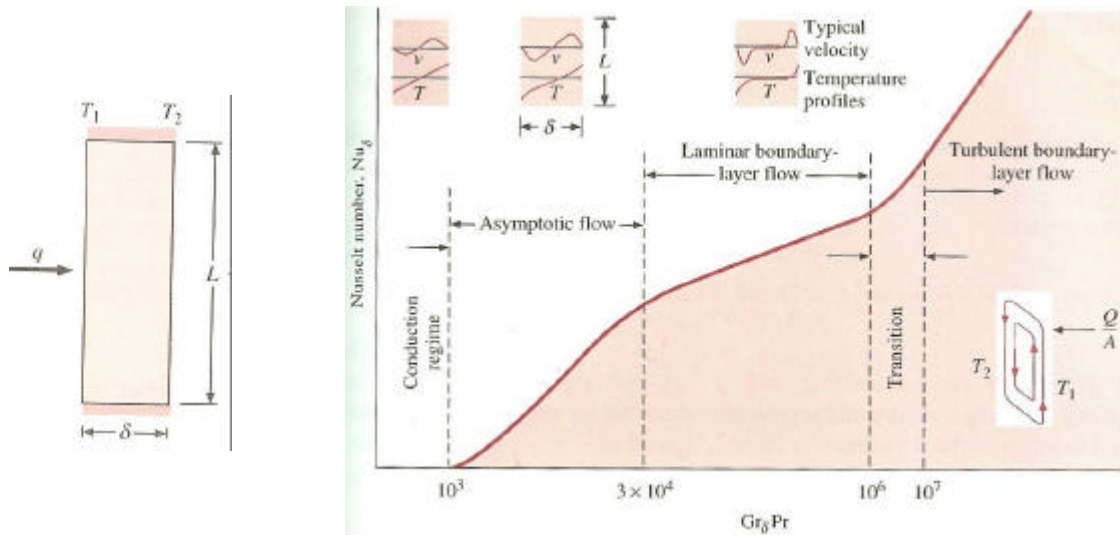


Fig. 33 – Diferentes fenómenos de transferência de calor em função de Rayleigh

Para baixos valores de Grashof existem pequenas correntes de convecção natural e a transferência de calor dá-se essencialmente por condução através das camadas do fluido.

À medida que o número de Grashof aumenta, diferentes regimes de fluxo vão surgindo de forma progressiva, aumentando a transferência de calor expressa através do Número de Nusselt (Nu) [4] de onde é determinado o coeficiente de transferência h_{cvi_p} .

$$Nu_d = \frac{hd}{k} \quad (\text{Eq. 13})$$

$$h_{cvi_p} = \frac{Nu_d \cdot k}{d} \quad (\text{Eq. 14})$$

Para placas paralelas horizontais – placa inferior mais quente [4]

Para valores de Gr_d inferiores a 1700 mantém-se a condução pura e o $Nu_d=1$. À medida que a convecção natural começa, uma matriz hexagonal de células – chamada “Células de Benard” [4] começa a formar-se até atingir um regime turbulento por volta de $Gr_d = 50\,000$ que destrói essa matriz celular.

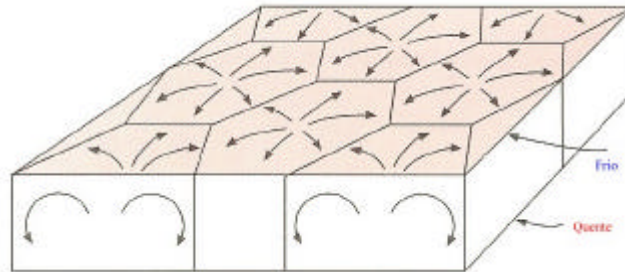


Fig. 34 – Células de Benard

Os resultados experimentais da convecção natural confinada ainda é um assunto que gera alguma discordância mas numa forma geral pode ser traduzida pela seguinte expressão [4]:

$$Nu_d = C(Gr_d Pr)^n \left(\frac{L}{d}\right)^m \quad (\text{Eq. 15})$$

Onde os valores das constantes C, n e m para os gases são dados pela tabela 6.

Tab. 7 – Tabela dos parâmetros para o cálculo do Nu da equação 15

Summary of empirical relations for free convection in enclosures in the form of Eq. (7-61), correlation constants adjusted by Holman [74].

Fluid	Geometry	$Gr_d Pr$	Pr	$\frac{L}{\delta}$	C	n	m	Ref(s).
Gas	Vertical plate, isothermal	< 2000	$k_r/k = 1.0$	—	—	—	—	6, 7, 55, 59
		6000–200,000	0.5–2	11–42	0.197	$\frac{1}{4}$	$-\frac{1}{4}$	
		200,000– 1.1×10^7	0.5–2	11–42	0.073	$\frac{1}{4}$	$-\frac{1}{4}$	
	Horizontal plate, isothermal heated from below	< 1700	$k_r/k = 1.0$	—	0.059	0.4	0	6, 7, 55, 59, 62, 63
		1700–7000	0.5–2	—	—	—	—	
		7000– 3.2×10^5	0.5–2	—	0.212	$\frac{1}{4}$	0	
		$> 3.2 \times 10^5$	0.5–2	—	0.061	$\frac{1}{4}$	0	66

Na falta de informação de design mais específica a transferência de calor em placas inclinadas deve ser calculada substituindo o valor g por $g' = g \cos \theta$ sendo θ o ângulo que a superfície mais quente faz com a horizontal. Esta transformação é válida para inclinações até 60° e aplica-se somente nos casos onde a superfície mais quente está voltada para cima.

3.3.1. $h_{cv,i,p}$ em função da temperatura e da espessura do isolamento

Para o ar seco

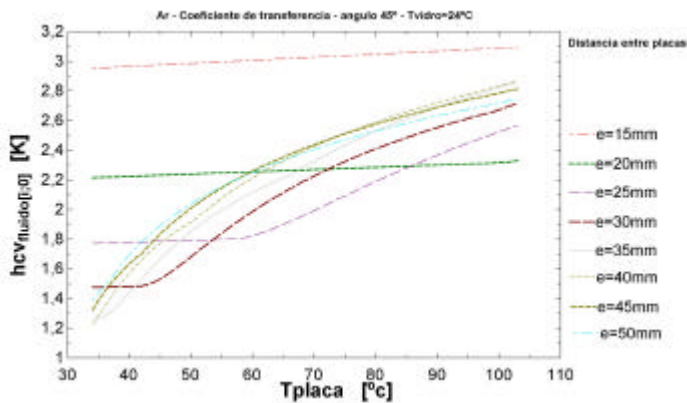


Fig. 35 – Variação do coef. de transferência de convecção natural com a temperatura e com a espessura entre placas – placas a 45° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C - AR SECO

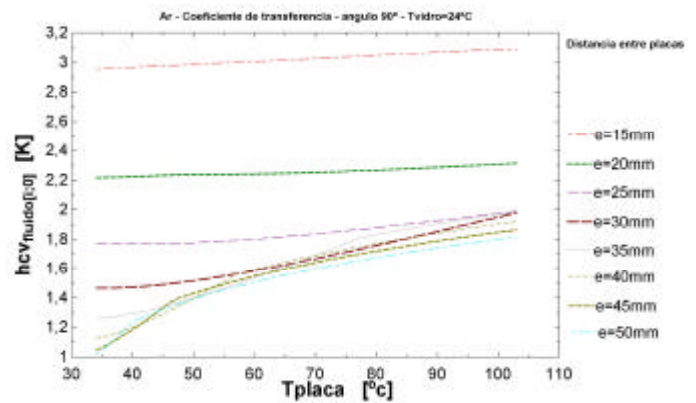


Fig. 36 – Variação do coef. de transferência de convecção natural com a temperatura e com a espessura entre placas – placas a 90° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C - AR SECO

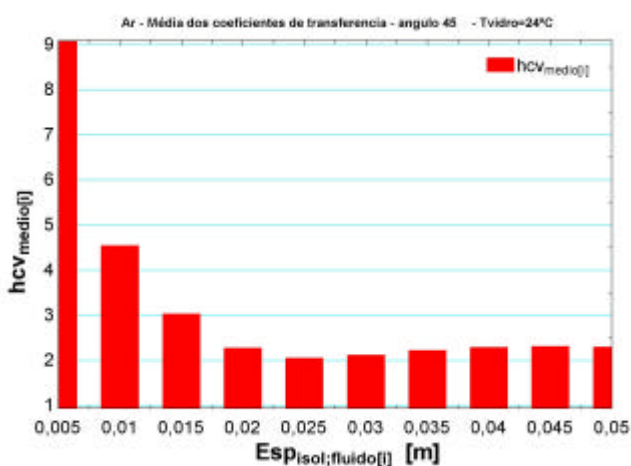


Fig. 37 – Valores médios dos coeficientes de transferência de convecção natural para cada uma das espessura entre placas considerada – placas a 45° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C - AR SECO

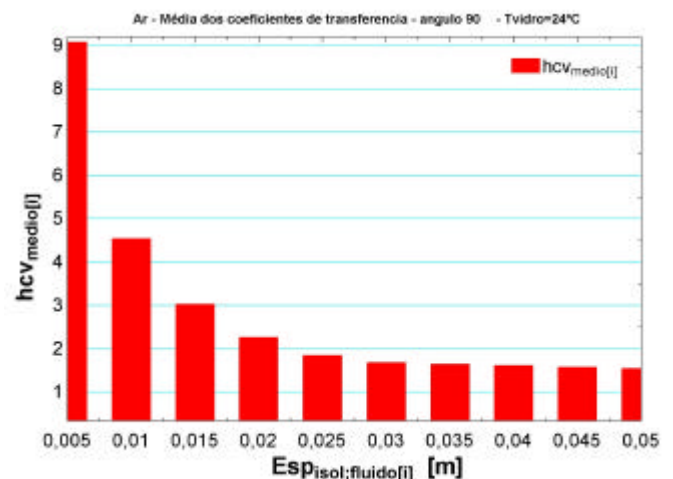


Fig. 38 – Valores médios dos coeficientes de transferência de convecção natural para cada uma das espessura entre placas considerada – placas a 90° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C - AR SECO

Para o árgon

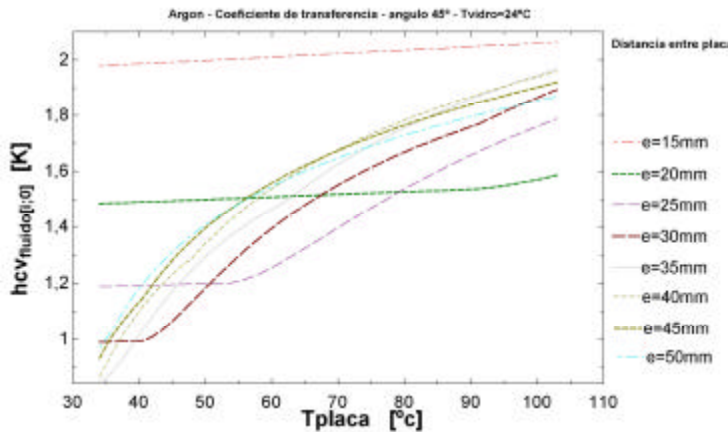


Fig. 39 – Variação do coef. de transferência de convecção natural com a temperatura e com a espessura entre placas – placas a 45° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C – **ÁRGON**

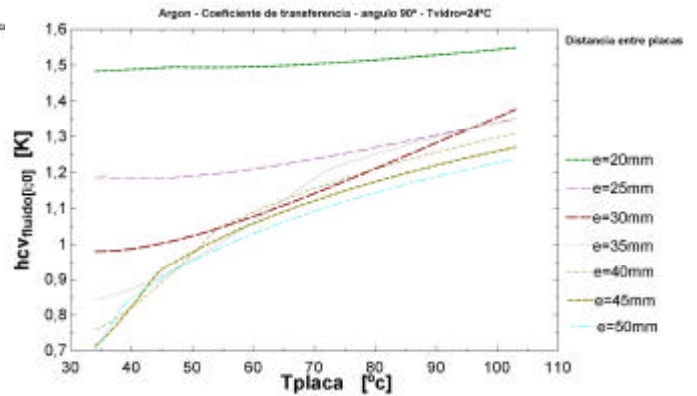


Fig. 40 – Variação do coef. de transferência de convecção natural com a temperatura e com a espessura entre placas – placas a 90° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C – **ÁRGON**

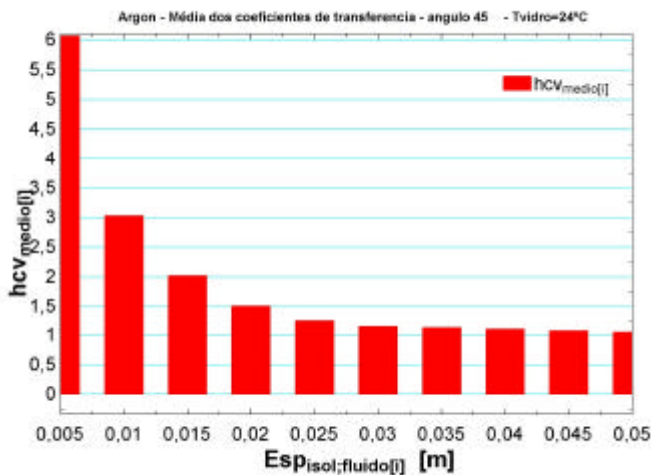


Fig. 41 – Valores médios dos coeficientes de transferência de convecção natural para cada uma das espessura entre placas considerada – placas a 45° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C – **ÁRGON**

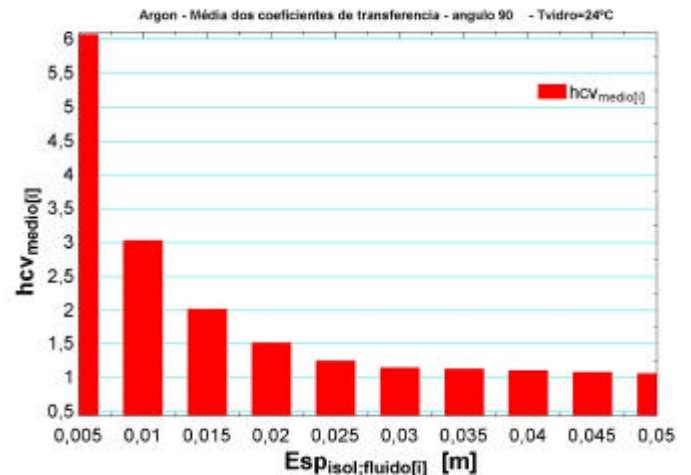


Fig. 42 – Valores médios dos coeficientes de transferência de convecção natural para cada uma das espessura entre placas considerada – placas a 90° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C – **ÁRGON**

Para o kripton

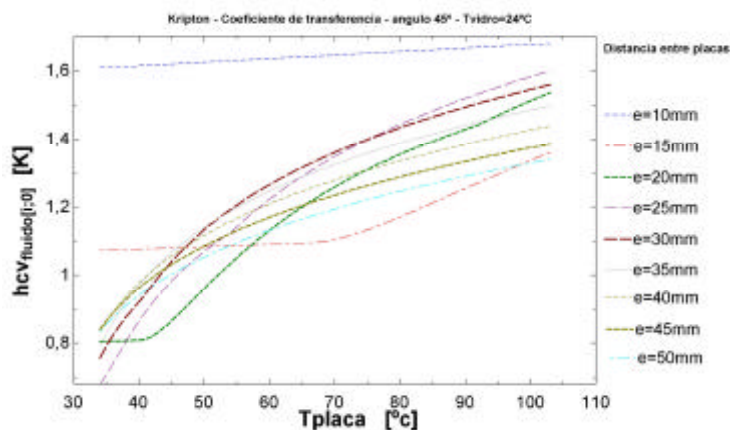


Fig. 43 – Variação do coef. de transferência de convecção natural com a temperatura e com a espessura entre placas – placas a 45° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C – **KRIPTON**

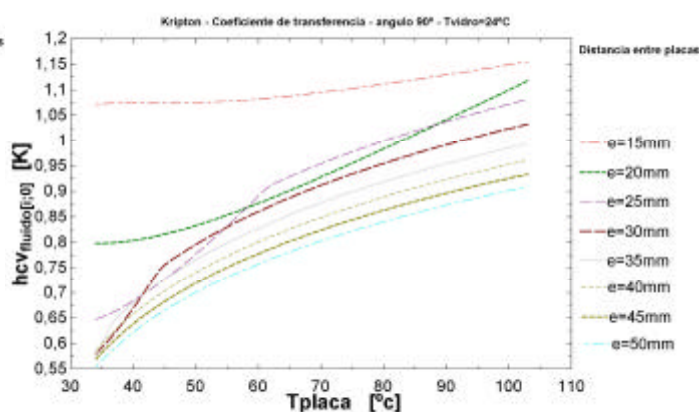


Fig. 44 – Variação do coef. de transferência de convecção natural com a temperatura e com a espessura entre placas – placas a 90° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C – **KRIPTON**

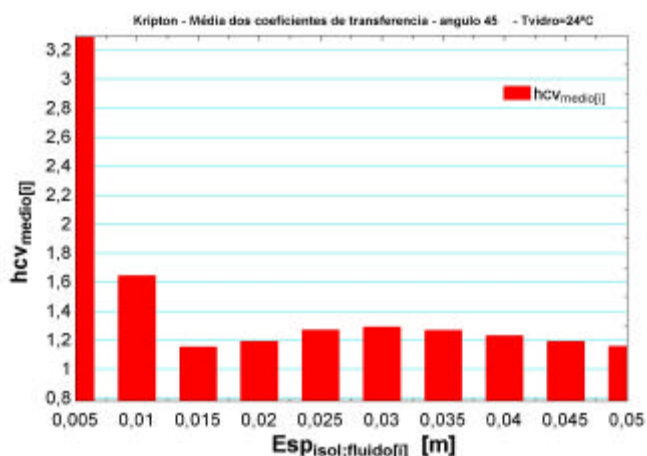


Fig. 45 – Valores médios dos coeficientes de transferência de convecção natural para cada uma das espessura entre placas considerada – placas a 45° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C – **KRIPTON**

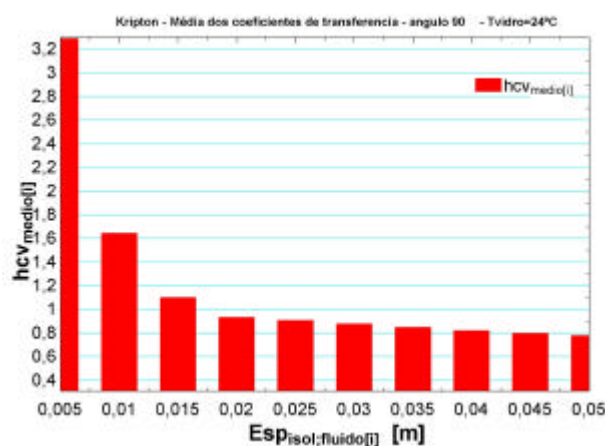


Fig. 46 – Valores médios dos coeficientes de transferência de convecção natural para cada uma das espessura entre placas considerada – placas a 90° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C – **KRIPTON**

Para o xénon

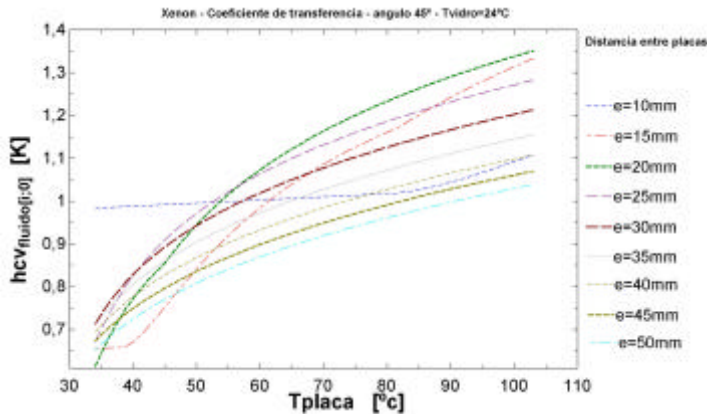


Fig. 47 – Variação do coef. de transferência de convecção natural com a temperatura e com a espessura entre placas – placas a 45° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C – XÉNON

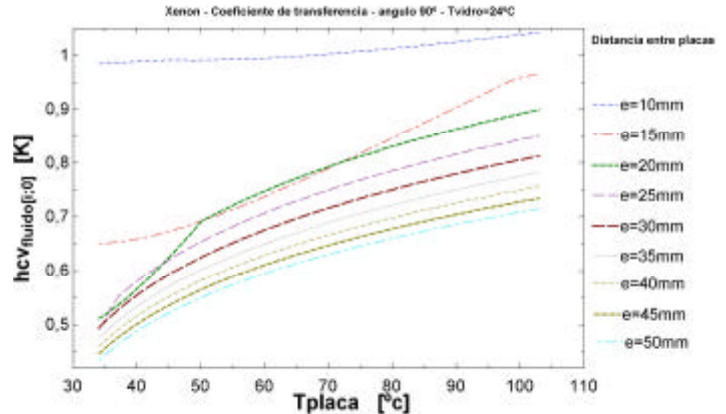


Fig. 48 – Variação do coef. de transferência de convecção natural com a temperatura e com a espessura entre placas – placas a 90° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C – XÉNON

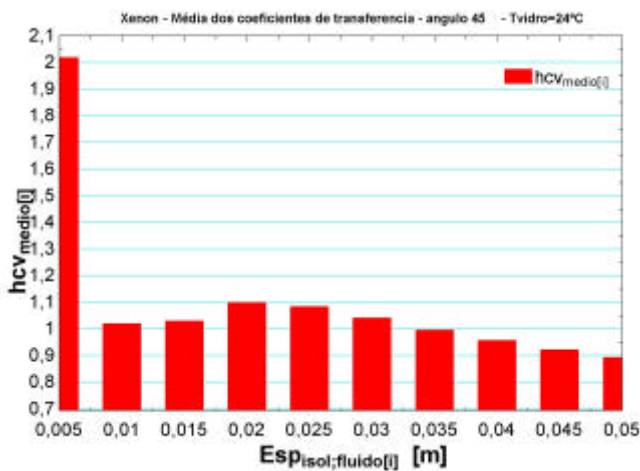


Fig. 49 – Valores médios dos coeficientes de transferência de convecção natural para cada uma das espessura entre placas considerada – placas a 45° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C – XÉNON

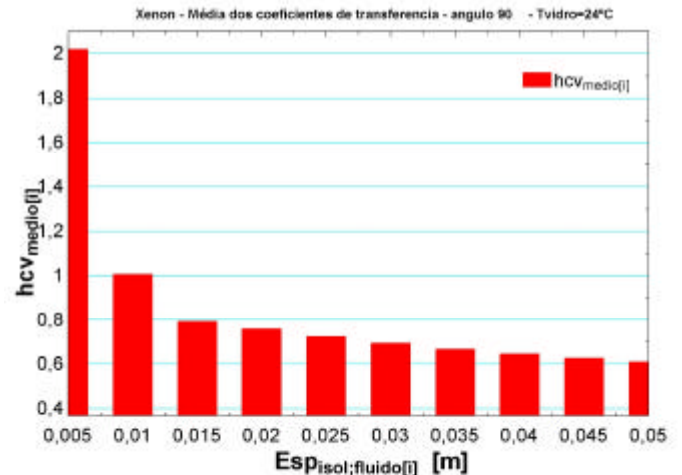


Fig. 50 – Valores médios dos coeficientes de transferência de convecção natural para cada uma das espessura entre placas considerada – placas a 90° de inclinação e temperatura do vidro de 24°C – XÉNON

3.3.2. h_{cvi_p} as melhores opções e análise dos resultados preliminares

Depois de uma análise exaustiva da evolução do coeficiente com a temperatura em função da espessura da camada, foi construída a tabela 8 que resume as melhores opções para cada um dos gases.

Análise dos resultados – ver tab. 8 e 9

Analisando os resultados apresentados verifica-se que a melhor solução em termos de isolamento térmico vai para a configuração Xénon -2 que utiliza o gás Xénon com uma espessura de 50mm e consegue um coeficiente de transferência de $hcv_{x2}=0.752 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$. No entanto esta solução não é economicamente viável devido ao elevado custo do Xénon (155 u.c. (unidades económicas) vezes superior à solução com ar por m^2 de área colectora).

A opção Xénon -1 ($hcv_{x1}=1.01 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$) mostra-se bastante interessante e inovadora mesmo considerando a desvantagem económica (31 u.c. superior à solução com ar por m^2 de área colectora) devido ao alto custo do gás. A grande vantagem desta solução está na reduzida espessura de isolamento ($e=10\text{mm}$) que pode permitir conseguir um design mais atractivo e melhor integração com outro tipo de painéis fotovoltaicos. Este tipo de solução terá sempre que ser considerada numa óptica de integração de vários módulos ou com um determinado tipo de separação das alturas de isolamento (420mm) para uma placa de absorção de maiores dimensões. Esta opção será tratada mais à frente como uma alternativa.

A opção Kripton – ($hcv_{kr}=1.06 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$) tem também a limitação das dimensões que obrigaria a uma integração modular de painéis e a sua viabilidade económica, apesar de ser melhor do que a opção Xénon-2, (35 u.c. superior à solução com ar por m^2 de área colectora), ainda não é suficientemente interessante para ser seleccionada.

A selecção da melhor para solução vai para a opção Árgon – ($hcv_{Arg}=1.33 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$) pois combina a simplicidade da solução com o custo mais baixo (0.6 u.c. inferior à solução com ar por m^2 de área colectora), um valor do coeficiente já de bom nível e uma boa configuração para as dimensões da área colectora.

A selecção feita teve em consideração o compromisso da performance térmica de uma só solução para dois ângulos (45° e 90°) de instalação e funcionamento do colector.

Após a definição de todos os restantes subsistemas do equipamento os valores dos coeficientes serão novamente determinados mas agora a partir da solução toda integrada.

Tab. 8 – Tabela das melhores opções para um coeficiente de convecção natural mais baixo;

Amarelo – ar

Verde – Krypton

Azul – Árgon

Magenta - Xenon

Fluido		angulo 45°		angulo 90°		Opção escolhida		Alt _{placa} [mm]	Compr _{placa} [mm]	Área _{placa} [m ²]
		esp _{45°} [mm]	hcv _{45°} [W/(m ² .K)]	esp _{90°} [mm]	hcv _{90°} [W/(m ² .K)]	esp _{45° e 90°} [mm]	hcv _{médio} [W/(m ² .K)]			
Ar	1ª opção	25	2,05	30	1,68	30	1,90	1.260	1.600	2,02
Ar	2ª opção	30	2,12	25	1,82		1,94			
Argon	1ª opção	35	1,54	35	1,13	35	1,33	1.470	1.820	2,68
Krypton	1ª opção	15	1,15	20	0,93	20	1,06	840	1.300	1,09
Krypton	2ª opção	20	1,19	15	1,09		1,12			
Xenon1	1ª opção	50	0,89	10	1,01	10	1,01	420	1.200	0,50
Xenon2	2ª opção	10	1,02	50	0,61	50	0,75	2.000	1.500	3,00

Do resumo das melhores opções encontradas foi decidido seleccionar para desenvolver o colector solar térmico a opção que utiliza o árgon como gás isolante entre a placa de absorção e o vidro para uma distância de 35mm.

Por força da teoria deste fenómeno de convecção que impõem uma relação em que a altura da camada de convecção (Alt) e a sua espessura (Esp) tem que estar compreendida entre $12 < Alt/Esp < 42$, define a altura máxima de 1470 mm.

A seguir apresenta-se nas figuras 52 e 53 o comparativo do coeficiente entre as melhores soluções encontradas.

Tab. 9 – Comparativo dos custos dos gases para as soluções do isolamento encontradas

Fluido	mbalager	Custo	Custo	€/m3	unid.econ.	Opção	Volum _{isolamento}		
						Fluido	[m3/m2Ac]	Custo	unid.econ.
Ar sintético	9,9	[m3]	160,86	16,25	1,00	Ar	0,03	0,49	1,00
Argon	10,5	[m3]	89,58	8,53	0,53	Argon	0,04	0,30	0,61
Krypton	1	[m3]	850,00	850,00	52,31	Krypton	0,02	17,00	34,88
Xenon	23,1	[m3]	35.000,00	1.515,15	93,25	Xenon1	0,01	15,15	31,08
Xenon	23,1	[m3]	35.000,00	1.515,15	93,25	Xenon2	0,05	75,76	155,41

1ª opção

2ª opção

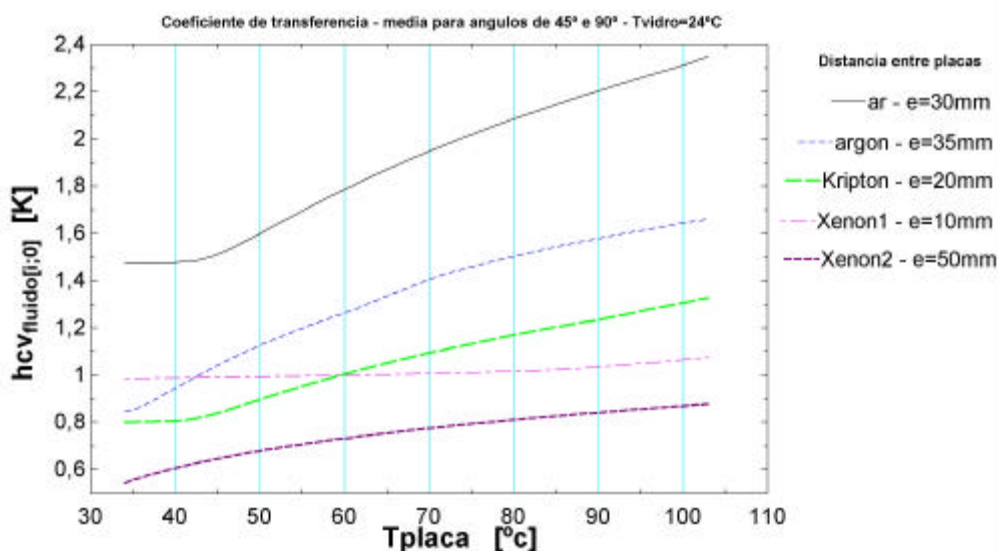


Fig. 51 – Comparativo dos coeficientes das melhores opções encontradas

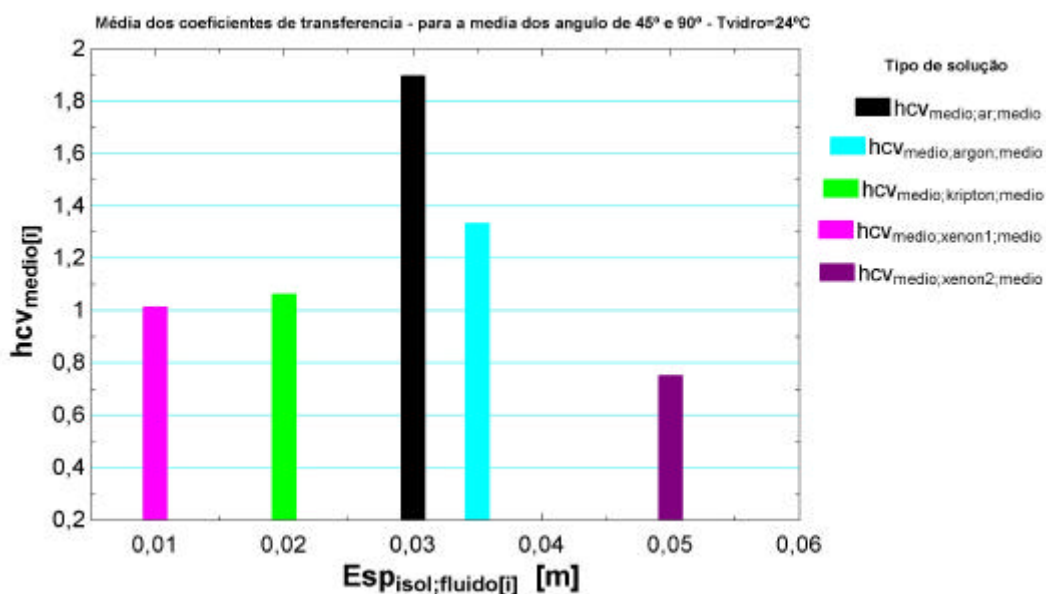


Fig. 52 – Comparativo dos coeficientes médios das melhores opções encontradas

h_{cvi_p} – A solução escolhida para desenvolvimento

Dimensões da área colectora

Seguindo a directriz de prioridade, atrás referida, para o desenvolvimento da solução, o equipamento será desenvolvido considerando as dimensões 1470 (altura) x 1820 (comprimento) mm para a placa de absorção

Como a dimensão do comprimento não está vinculada a qualquer restrição da convecção natural entre placas, esta ainda poderá ser alterada até uma dimensão máxima de 2.15m para permitir obter uma área colectora total de 3 m². Até lá foi considerado um comprimento de 1.82m que dá uma área colectora de 2.67m² que poderá ser aumentada para fazer face a exigências de uma qualquer aplicação específica, por montagem em série ou em paralelo.

Actualmente existe legislação nacional, DL 80/2006 que obriga à instalação de painéis solares térmicos, em todas as habitações a construir com um rácio de 1m²/ habitante. Com esta realidade pode haver vantagens competitivas se o painel tiver ou permitir múltiplos inteiros de área colectora por habitante.

A actual legislação para a micro-geração DL 363/2007 obriga à existência de sistemas solares térmicos instalados nas explorações que pretendam beneficiar das tarifas bonificadas.

3.4. Convecção forçada

3.4.1. Por efeito do vento

As perdas por convecção entre o vidro e o exterior são devidas ao efeito do vento sobre este e são determinadas pela equação 11.

$$Q_{v1_{ext}} = h_w \cdot A_c \cdot (T_{v1} - T_{ext}) \quad (\text{Eq. 16})$$

De acordo com McAdams [1] o cálculo do coeficiente de transferência de calor devido ao efeito do vento depende unicamente da velocidade [m/s] e é determinado por:

$$h_w = 5.7 + 3.8 \cdot V_{vento} \quad (\text{Eq. 17})$$

Para a determinação da performance térmica do colector vai ser considerada a velocidade média do vento em Portugal (valor estimado) de 3m/s correspondente a **$h_w = 17.1 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$** .

Para ventos mais fortes h_w viria p.e.:

- para $V=5\text{m/s} \Rightarrow h_w = 24.7 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$
- para $V=10\text{m/s} \Rightarrow h_w = 43.7 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$

Para ventos mais fracos com velocidades inferiores a 1m/s seria possível aplicar a seguinte correlação de Watmuff [10].

$$h_w = 2.8 + 3 \cdot V_{vento} \quad (\text{Eq. 18})$$

Para ventos mais fracos h_w viria p.e.:

- para $V=1\text{m/s} \Rightarrow h_w = 5.8 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$
- para $V=0.5\text{m/s} \Rightarrow h_w = 4.3 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$.

3.4.2. Por escoamento do fluido térmico

A potência térmica trocada entre os tubos de circulação do fluido térmico e o fluido é determinado pela seguinte equação:

$$Q_{cv_{ag}} = h_{cv_{ag}} \cdot A_{t_{cv}} \cdot (T_p - T_{m_{ag}}) \quad (\text{Eq. 19})$$

Que de acordo com o balanço de energia esta potência térmica será igual ao ganho de potência térmica ou ganho útil (Q_u) que o fluido térmico irá apresentar à saída do colector.

$$Q_u = \text{caudal}_t \cdot Cp_{\text{agua}} \cdot (T_{s_{ag}} - T_{e_{ag}}) \quad (\text{Eq. 20})$$

O coeficiente $h_{cv_{ag}}$ é calculado tendo em conta o escoamento interno em tubo de secção circular, plenamente desenvolvido e em regime turbulento (confirmado pelo cálculo do número de Reynolds ($Re > 2300$)).

Uma vez que $h_{cv_{ag}}$ depende da temperatura da água e do tubo este coeficiente terá que ser calculado de forma iterativa e integrado na análise térmica global do sistema.

Este coeficiente é determinado utilizando a temperatura média da água e vai condicionar o valor da temperatura da água à saída.

Este cálculo é feito de acordo com a modulação numérica do problema que será apresentado mais à frente e será utilizado o programa de cálculo EES [3] para a determinação não só desta variável mas como de todas as restantes.

O cálculo deste coeficiente é efectuado através das rotinas internas do EES [3] que se baseiam na teoria dos escoamento turbulento em tubos circulares e pode ser resumida da seguinte forma.

Consideração: Como para regime turbulento os comprimentos de entrada (X_{fd}) são pequenos ($10 < (X_{fd}/D) < 60$) é razoável considerar que o número médio de Nusselt é igual ao valor do Nu para a região plenamente desenvolvida.

Assim, o Nu pode ser determinado pela seguinte correlação de Gnielinski [4]:

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (\text{Eq. 21})$$

Em que f é o Factor de atrito dado pela correlação de Petukhov [4] para $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$

$$f = (0.790 \ln \text{Re}_D - 1.64)^{-2} \quad (\text{Eq. 22})$$

O h_{cv_ag} é determinado sabendo o Nusselt [4] dado pela equação 16 substituindo em eq. 18:

$$h_{cv_ag} = \frac{Nu_D k}{D} \quad (\text{Eq. 23})$$

Todas as propriedades do fluido são consideradas à temperatura média.

3.5. Radiação

3.5.1. Entre a placa de absorção e o vidro

A potência da radiação trocada entre a placa e o vidro é determinada pela seguinte equação.

$$Q_{pr} = h_{rp} \cdot A_c \cdot (T_p - T_{v1}) \quad (\text{Eq. 24})$$

O coeficiente de transferência devido ao efeito da radiação depende das temperaturas da placa e do vidro (variáveis) e dos valores das emissividades das respectivas superfícies.

Este coeficiente depois de linearizado pode ser escrito da seguinte forma [1].

$$h_{rp} = \frac{s(T_p + T_{v1})(T_p^2 + T_{v1}^2)}{\frac{1}{e_p} + \frac{1}{e_v} - 1} \quad (\text{Eq. 25})$$

Sabendo que este efeito de transferência de calor é significativo e que no mercado já existem soluções desenvolvidas ao nível de revestimentos de baixa emissividade e elevada absorção, foi considerado que a placa de absorção deste equipamento está revestida com este material e segundo o seu fabricante tem os seguintes valores:

- Emissividade (e_p)= $0.04 \pm 2\%$
- Absorção (a_p)= $0.95 \pm 2\%$

Conforme já foi referido atrás este estudo pretende utilizar toda a tecnologia já disponível e mais avançada para a construção de uma solução global de elevada eficiência, assim faz todo o sentido esquecer as placas de absorção não selectivas e considerar apela as selectivas já que se sabe à partida que potenciam melhores resultados.

O cálculo h_{rp} é feito de acordo com a modulação numérica do problema, através do programa de cálculo EES [3] pois o coeficiente depende das temperaturas e tem que ser calculado de forma iterativa.

Para o vidro foi seleccionado um vidro de 6mm de baixo teor de ferro com uma emissividade de 0.05 e índice de transmissão de 0.9 segundo o fabricante.

3.5.2. Entre o vidro e o meio exterior

A potência da radiação trocada entre o vidro e o meio exterior é determinada pela equação 21.

$$Q_{v1_r} = h_{r_{v1}} \cdot A_c \cdot (T_{v1} - T_{ext}) \quad (\text{Eq. 26})$$

O coeficiente de transferência devido ao efeito da radiação depende das temperaturas do vidro (T_{v1}), do ar exterior (T_{ext}) e da temperatura do céu (T_{ceu}) (variáveis) e dos valores da emissividade do vidro.

O coeficiente de transferência por radiação é dado por h_{rv} [1].

$$h_{r_{v1}} = e_{v1} s (T_{v1} + T_{ceu}) (T_{v1}^2 + T_{ceu}^2) \left(\frac{T_{v1} - T_{ceu}}{T_{v1} - T_{ext}} \right) \quad (\text{Eq. 27})$$

De acordo com a referência [1] é aceitável fazer a simplificação considerando que a T_{ceu} é igual à T_{ext} para o período de funcionamento do colector.

O cálculo de h_{rv1} é feito de acordo com a modulação numérica do problema, através do programa de cálculo EES [3] pois o coeficiente depende das temperaturas e tem que ser calculado de forma iterativa.

3.5.3. Radiação solar recebida

O ganho solar do colector depende da intensidade de radiação – directa e difusa – que atinge a superfície da terra numa determinada hora do dia e do ano, da área da superfície da placa de absorção e do vidro exposta a essa radiação.

Da radiação incidente no vidro uma parte é absorvida (eq.28) por este e outra ao atravessá-lo chega à placa de absorção (eq. 29).

O ganho solar da placa vem reduzido seu rendimento óptico – transmissibilidade do vidro * e coeficiente de absorção da placa - do colector e o ganho do vidro pelo seu coeficiente de absorção da placa.

Considerando a simplificação assim referida relativamente ao tratamento da radiação directa e difusa, o ganho solar do colector é determinado por:

$$Q_{sol_{v1}} = G_b \cdot a_{v1} \cdot A_c \quad (\text{Eq. 28})$$

$$Q_{sol_p} = G_b \cdot t_{v1} \cdot a_p \cdot A_c \quad (\text{Eq. 29})$$

Na análise da performance do colector desenvolvido foram considerados valores para intensidades de radiação G desde [300 a 1000] W/m².

3.5.4. t_a – Produto da transmissibilidade da cobertura e absorção da placa [1]

O produto t_a pode também ser considerado independente da direcção e assim como uma constante em muitas aplicações.

A dependência da transmissibilidade e absorção para ângulos de incidência inferiores a 45° é baixa.

Durante o meio-dia solar onde acontece a maior parte da absorção solar, a variação do ângulo incidente é relativamente pequena.

Se a orientação do colector for tal que este tenha um ângulo de incidência inferior a 45° nesse período então é razoável considerar um valor constante para t_a .

Mesmo para ângulos superiores a 45° é possível utilizar um valor constante para t_a se for usado um valor médio apropriado.

3.6. Condução

A potência térmica perdida por condução pela base do colector é determinada pela seguinte equação.

$$Q_{cd_{perdas}} = U_b \cdot A_c \cdot (T_p - T_{ext}) \quad (\text{Eq. 30})$$

Onde U_b é o coeficiente de perdas por condução térmica pela base que será determinado pela soma do coeficiente de condução térmica pela base h_{cd_base} (eq.36) e pelos painéis laterais $h_{cd_lateral}$ do colector.

3.7. Coeficiente de perdas térmicas

O coeficiente global de perdas (U_g) é igual à soma de todos os coeficientes das perdas já desde que estes estejam referenciados ao mesmo T e à mesma área de transferência [1]. Assim,

$$U_g = U_t + U_b + U_l \quad (\text{Eq. 31}) - [1]$$

A determinação do coeficiente global de perdas do colector pode ser simplificado recorrendo à simplificação representada pelos seguintes esquemas de resistências térmicas equivalentes [1].

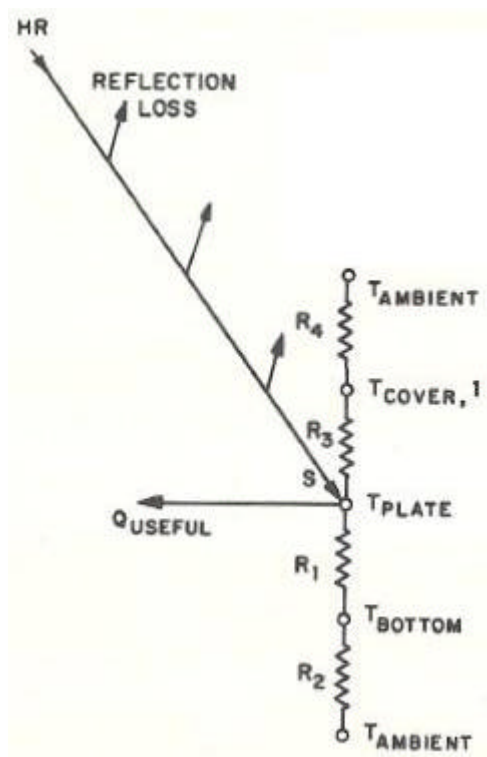


Fig. 53 – Circuito equivalente do sistema

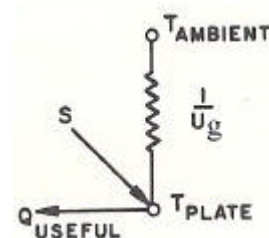


Fig. 54 – Circuito simplificado do sistema

O fluxo de calor das perdas é calculado da seguinte forma:

$$Q_{perdas} = U_g \cdot A \cdot (T_p - T_{ex}) \quad (\text{Eq. 32}) - [1]$$

U_g é um coeficiente altamente dependente da temperatura, no entanto, em muitas aplicações é possível seleccionar um só valor para U_g . Nos casos em que isto não é satisfatório é sempre possível calcular U_g em função da temperatura.

Normalmente é melhor calcular U_g baseado em dias de elevada radiação uma vez que é nesses dias que é produzido o maior ganho térmico útil.

3.7.1. Pela parte de cima do colector - U_T

O coeficiente de perdas U_t é determinado iterativamente pelo sistema de equações para cada um dos subsistemas Placa-vidro e vidro-exterior sabendo que o fluxo de calor que atravessa cada um destes subsistemas é igual e depende das temperaturas da placa (T_p) do vidro (T_{v1}) e do ar exterior (T_{ext}) (variáveis).

Recorrendo ao conceito de circuito das resistências térmicas equivalentes é possível representar o sistema das perdas por cima da seguinte forma.

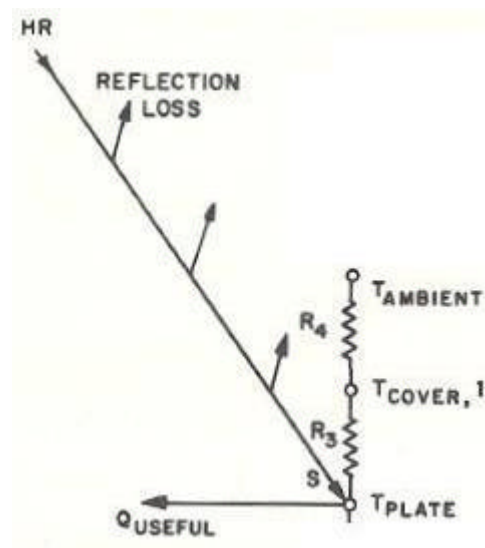


Fig. 55 – Circuito das resistências térmicas equivalentes para a parte de cima do colector

A resistência térmica R_3 pode ser expressa da seguinte forma:

$$R_3 = \frac{1}{h_{cvi_p} + h_{r_p}} \quad (\text{Eq. 33})$$

A resistência térmica R_4 é ser expressa da seguinte forma em função das equações (11 e 21):

$$R_4 = \frac{1}{h_w + h_{r_{v1}}} \quad (\text{Eq. 34})$$

Para este sistema o coeficiente de perdas por cima do colector é dado por U_t

$$U_t = \frac{1}{R_3 + R_4} \quad (\text{Eq. 35})$$

Para calcular o U_t é necessário um processo iterativo a partir do qual admite-se um valor para a temperatura do vidro e calcula-se os respectivos coeficientes de transferência h . De seguida usa-se os valores de h para determinar o novo valor de T_{v1} . Este cálculo é feito no EES [3].

Este processo é repetido iterativamente até obter uma convergência dos valores.

3.7.2. Pela parte de baixo do colector – base - U_b

A configuração do sistema, placa de absorção com tubos de circulação de água, com uma temperatura T_p mais elevada que o isolamento da parte de baixo da mesma, tipifica uma situação de condução térmica.

Recorrendo ao conceito de circuito das resistências térmicas equivalentes é possível representar o sistema das perdas por baixo da seguinte forma.

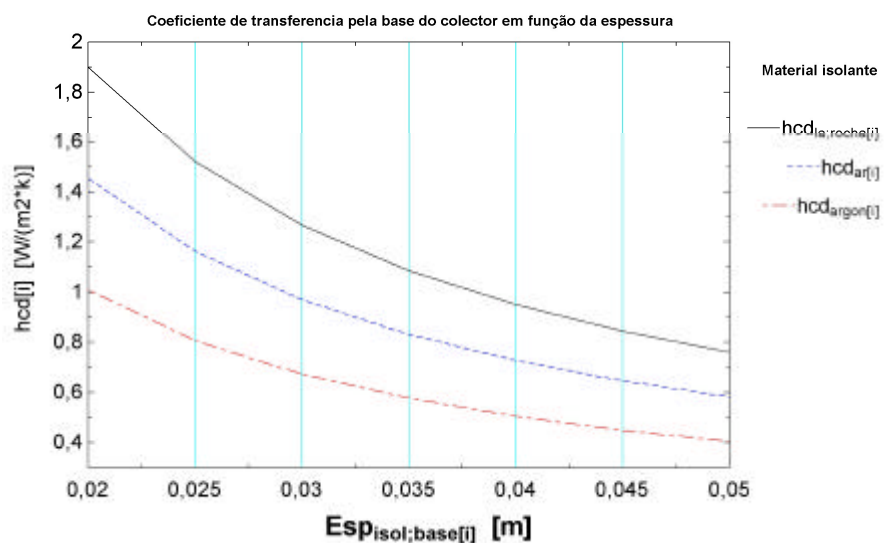
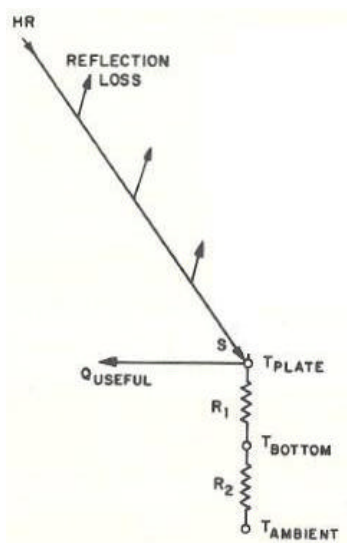


Fig. 56 – Circuito das resistências térmicas equivalentes para a parte de baixo do colector

Fig. 57 – Coeficiente de condução em função da espessura

Tendo em conta que a resistência térmica (R_2) correspondente às perdas por convecção entre a o isolamento térmico da base do colector e o ar exterior, é muito inferior à resistência térmica (R_1) devida à condução no isolamento, pode-se considerar R_2 desprezável e assim $R_2=0$. Com esta simplificação é possível dizer que para a base do colector existe uma só resistência térmica (R_1) que é função da condutibilidade do material isolante k_1 e da sua espessura (esp_1).

$$U_b = \frac{1}{R_1} = \frac{k_1}{esp_1} \quad (\text{Eq. 36}) - [1]$$

A selecção do material isolante é feita de acordo com o valor do seu coeficiente de transferência para uma determinada espessura.

Assim considerando a pré selecção dos seguintes materiais

- Lã de rocha $\Rightarrow k_{\text{la rocha}}=0.038 \text{ W/(m.K)}$
- Ar $\Rightarrow k_{\text{ar}}=0.0291 \text{ W/(m.K)}$ – para $T=74^\circ\text{C}$ e $P=1 \text{ atm}$
- Árgon $\Rightarrow k_{\text{argon}}=0.02016 \text{ W/(m.K)}$ – para $T=74^\circ\text{C}$ e $P=1 \text{ atm}$

A espuma rígida de poliuretano [30-40kg] $k_{\text{poliuretano}}=0.030 \text{ W/(m.K)}$ e o poliestireno expandido extrudido [25-40kg] $k_{\text{poliestireno}}=0.035 \text{ W/(m.K)}$ foram excluídos da pré selecção por existir libertação de gás com o aumento da temperatura o que iria obrigar a um isolamento adicional para estes materiais.

O material seleccionado foi o árgon para uma espessura de isolamento de 40mm, já que para além da vantagem económica permite um coeficiente de transferência mais baixo $h_{\text{cd_base}}=U_b=0.504 \text{ [W/(m}^2\text{.K)]}$ e uma melhor uniformidade dos materiais utilizados já que o isolamento para as perdas térmicas da cobertura também utiliza o mesmo gás.

Depois de definir as espessuras dos isolamentos e considerando os restantes componentes, a espessura total do colector (Esp_{colector}) será de $35+40+5=80\text{mm}$.

Tab. 10 – Isolamento da base – comparativos dos resultados encontrados

		esp_{isol}	$hcdi_{base}$	$Largi_{sol}$	$Compr_{placa}$	$\acute{A}rea_{placa}$	$Volum_{isol}$	$Volum_{isol}$
Fluido		[mm]	[W/(m ² .K)]	[mm]	[mm]	[m ²]	[m ³]	[m ³ /m ² Ac]
Ar		50	0,582	1.470	1.820	2,68	0,134	0,050
Argon	1ª opção	40	0,504	1.470	1.820	2,68	0,107	0,040
La rocha		50	0,760	1.470	1.820	2,68	0,134	0,050

Tab. 11 – Isolamento da base – comparativos do custo das opções

Fluido	Embalagem	unid	Custo	€/m ³	unid.econ.	Opção	Volum _{isolamento}		
						Fluido	[m ³ /m ² Ac]	Custo	unid.econ.
Ar sintético	9,9	[m ³]	160,86	16,25	1,00	Ar	0,05	0,81	1,00
Argon	10,5	[m³]	89,58	8,53	0,53	Argon	0,04	0,34	0,42
Lã de rocha	0,4536	[m ³]	19,79	43,63	2,69	Lã de rocha	0,05	2,18	2,69

1ª opção

A maior dificuldade desta opção passa por garantir uma eficaz vedação do compartimento do gás isolante.

Esta solução inclui o isolamento térmico contra as perdas por radiação através da inclusão de um filme altamente reflector entre a superfície inferior da placa, o material isolante e a fronteira com o exterior.

3.7.3. Pela parte debaixo do colector – painéis laterais - U_L

Para a maioria dos colectores a determinação das perdas térmicas laterais são muito complicadas, no entanto considerando um sistema com vedações bem concebido, as perdas deverão ser muito pequenas pelo que não é necessário um cálculo de grande precisão. Tabor (1958) [1] recomenda uma espessura de isolamento idêntica à espessura da base.

Assim o coeficiente das perdas pelos painéis laterais (U_L) é estimado considerando um fluxo unidireccional lateral à volta de todo o perímetro do colector.

$$U_{perdas_laterais} A_{lateral} = \frac{k_{isolamento} * Esp_{colector} * Perimetro_{colector}}{Esp_{isolamento}} \quad (Eq. 37)$$

$$U_L = \frac{U_{perdas_laterais} A_{lateral_{colector}}}{A_c} \quad (Eq. 38)$$

Assim, para um isolamento com árgon e uma espessura da parede isolante de 25mm o coeficiente de transferência é de $U_L = 0.15866 \text{ [W/(m}^2\text{.K)]}$

Tab. 12 – Isolamento da base – comparativos do custo das opções

k_{argon}	0,02016	[W/(m.K)]
Espessura do colector	0,8	[m]
Perimetro do colector	6,580	[m]
Espessura do isolamento	0,25	[m]
Área do colector	2,68	[m²]
U_l	0,15866	[W/(m².K)]

3.8. Configuração e rendimento da alheta ($Rend_{alheta}$)

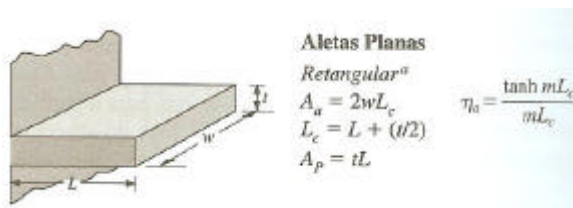
O número de tubos de ligação à placa depende do seu espaçamento entre eixos assumindo que a distancia entre eles é sempre igual.

O Critério da selecção do diâmetro para os tubos baseou-se no caudal necessário fazer circular de forma a promover a remoção do calor e das dimensões mais correntes existentes no mercado para tubos de cobre pois estes serão ligados à placa por um processo de soldadura de alta eficácia como p.e. soldadura ultra sónica, plasma ou laser.

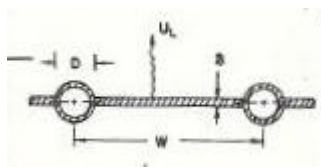
Assim, a selecção foi para tubo de cobre de secção circular de parede lisa com diâmetro interior de 10mm e exterior de 12mm. Com a definição destes parâmetros falta só determinar qual o melhor distanciamento entre os tubos de forma a obter um valor muito bom, entre [98% a 99%] para a eficiência da alheta. A eficiência da alheta é determinante para não prejudicar a transferência de calor por condução entre a placa e os tubos.

Para escolha da distância entre tubos foi seguida a teoria da condução em alheta planas finas de secção rectangular que se resume de seguida.

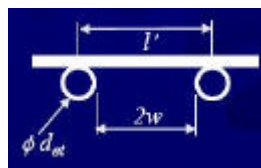
A eficiência ou rendimento da alheta é definida pela (eq. 39) [4]



$$Rend_{alheta} = \frac{\tanh(m.L_c)}{m.L_c} \quad (\text{Eq. 39})$$



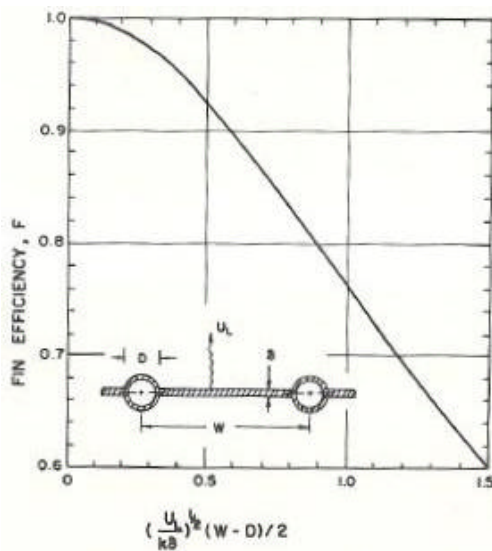
$$m = \sqrt{\frac{U_g}{k * d_{is \tan ci_entre_tubos}}} \quad (\text{Eq. 40})$$



$$L_c = dist_{tubos} + \frac{Esp_p}{2} \quad (\text{Eq. 41})$$

Fig. 58 – Alheta plana de secção rectangular

Ou em alternativa pela (eq.42) [1]



$$Rend_{alheta} = F = \frac{[\tanh(m(W-D)/2)]}{m(W-D)/2} \quad (\text{Eq. 42})$$

$$Y = \frac{m(W-D)}{2} \quad (\text{Eq. 43})$$

$$F = \frac{\tanh(Y)}{Y} \quad (\text{Eq. 44})$$

Fig. 59 – Curva do rendimento da alheta [1]

A equação 42 depois de ser trabalhada pelas eq. 43 e 44 pode ser representada pelo seguinte gráfico:

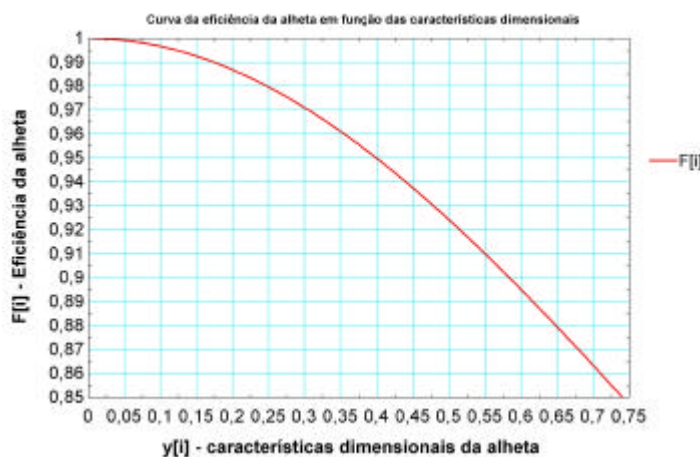


Fig. 60 – Curva do rendimento (eq. 40) da alheta em função de Y – característica dimensional da alheta

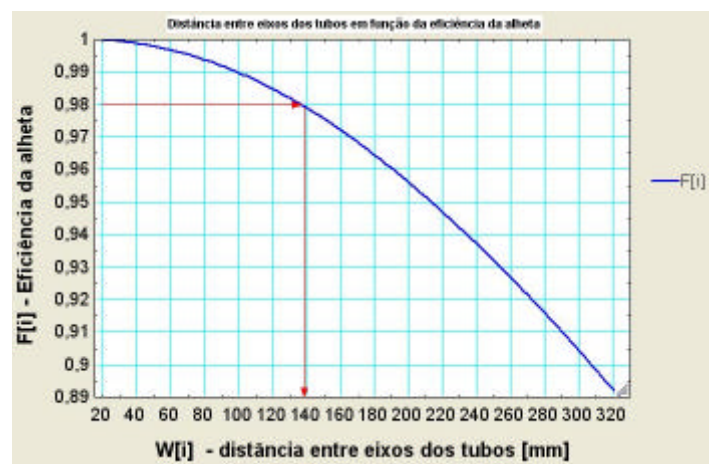


Fig. 61 – Curva do rendimento em função da distância entre eixos dos tubos, depois da eq. 38 ser trabalhada.

Pretendendo uma elevada eficiência acima dos 98% e sabendo que a relação entre o rendimento da alheta e a distancia entre eixos dos tubos selecciona-se a distância entre os tubos de cobre para um coeficiente global estimado de 2.5 [W/(m2.K)]

Em conclusão a solução assume uma distância entre tubos de 140mm o que dá 12 tubos à largura do colector (140mm x 13 tubos = 1820mm).

3.9. Caudal e factor de escoamento (F'')

Depois da definição dos parâmetros já apresentados resta fazer a selecção do caudal do fluido de circulação (água) de forma a completar a definição da solução e passar ao cálculo iterativo de todas as variáveis para as necessárias validações.

O caudal é uma variável fundamental para fazer a remoção do calor no colector e com o aumento do caudal aumenta também o calor extraído do colector mas também aumenta a energia necessária para accionar o sistema de bombagem da circulação.

Existe uma gama de valores de caudal que pode ser considerado de bom nível para conseguir uma elevada eficiência do rendimento e é exactamente um desses valores que vai ser procurado.

Como a concepção de um sistema a energia solar deve procurar minimizar o custo da energia produzida, a pré selecção do caudal vai procurar a melhor solução de compromisso que garanta os objectivos pretendidos alcançar.

Sabendo que o factor de escoamento (F'') é dado pela seguinte equação [1]:

$$F'' = \frac{\dot{m}.cp}{U_g F'} \left[1 - e^{-\frac{U_g F'}{\dot{m}.cp}} \right] \quad (\text{Eq. 45})$$

A representação gráfica de F'' em função dos parâmetros dimensionais é dada pelo do gráfico da fig. 62 e fazendo as transformações matemáticas das eq. 46,47 e 48 é possível fazer a representação gráfica da função F'' para $U_g=2.5 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$ representada nas fig. 63 e 64.

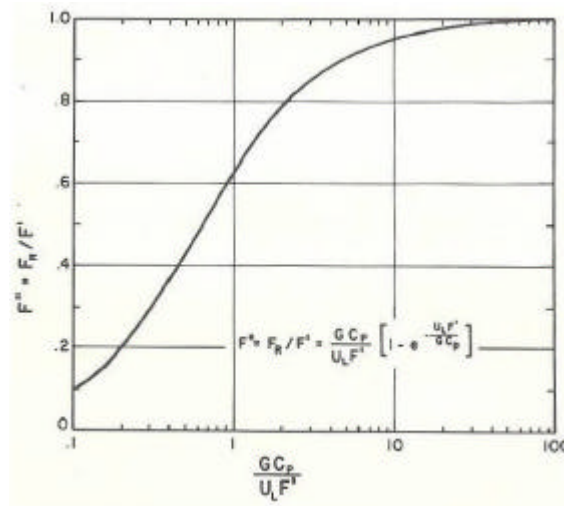


Fig. 62 – Isolamento da base – comparativos do custo das opções

$$Y = \frac{\dot{m}cp}{U_g \cdot F'} \quad (\text{Eq. 46})$$

$$\dot{m} = \frac{Y \cdot U_g \cdot F'}{cp} \quad (\text{Eq. 47})$$

$$F'' = Y \cdot \left[1 - e^{-\frac{1}{Y}} \right] \quad (\text{Eq. 48})$$

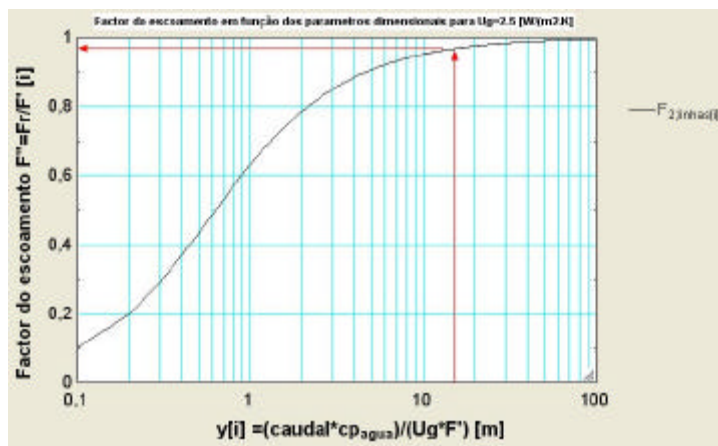


Fig. 63 – Factor do escoamento em função de Y

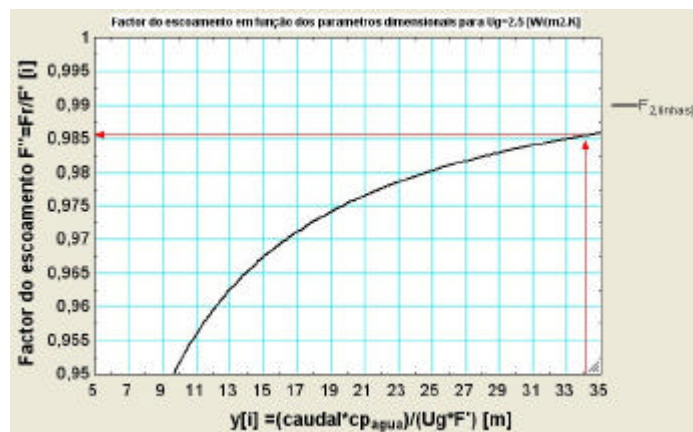


Fig. 64 – Factor do escoamento em função de Y - detalhe

Pretendendo um elevado valor para o factor do escoamento e tendo em consideração que um caudal muito elevado obriga a um consumo elevado de energia de bombagem considerou-se razoável seleccionar um caudal de 20gr/s por área de colector. Se houver necessidade para melhor o rendimento do colector este caudal poderá ser ainda aumentado.

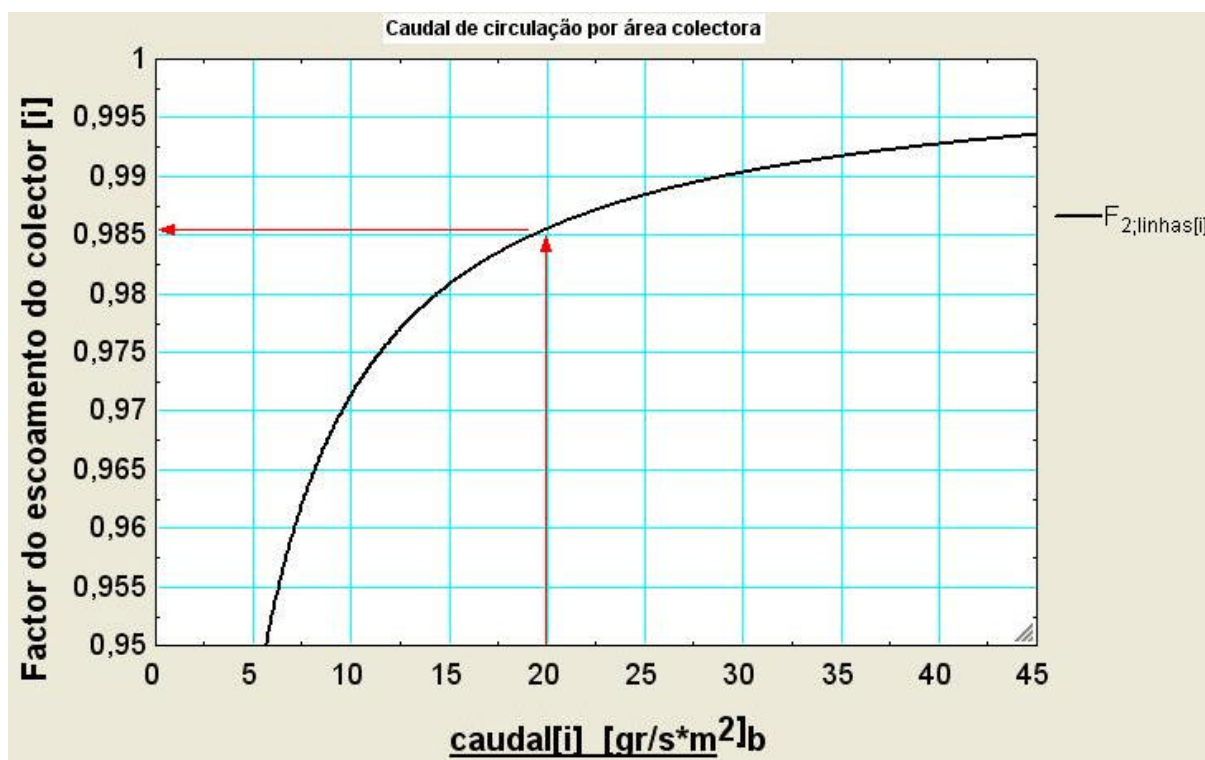


Fig. 65 – Selecção do caudal em função do F'' pretendido

Em conclusão a solução assume um caudal de circulação de 20gr/s por área de colector.

3.10. Parâmetros de performance do colector

3.10.1. Factor de eficiência do colector F'

Esta variável do problema depende unicamente da configuração do conjunto dos tubos e da placa e do coeficiente global de perdas (U_g).

O factor de eficiência do colector é calculado por [1] com F – rendimento da alheta.

$$F' = \frac{\frac{1}{U_g}}{W \left[\frac{1}{U_g [D + (W - D)F]} + \frac{1}{k_{\text{ligação}}} + \frac{1}{p \cdot d_{\text{int}} h_{\text{cvi}}} \right]} = \frac{U_0}{U_g} \quad (\text{Eq. 49})$$

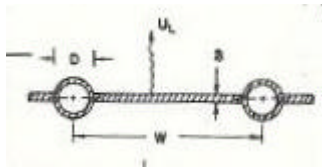


Fig. 66 – Detalhe da alheta para a eq. 45

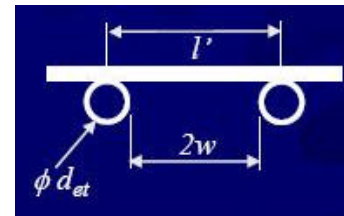


Fig. 67 – Detalhe da alheta para a eq. 46

$$F' = \frac{\frac{1}{U_g}}{l' \left[\frac{\frac{1}{U_g}}{d_{\text{et}} + 2 \cdot w h_{\text{alheta}}} + \frac{1}{h_{\text{cvi}} \text{Perimetro}} \right]} \quad (\text{Eq. 50})$$

$k_{\text{ligação}}$ – a condutibilidade da ligação tubo-placa - por unidade de comprimento pode ser estimado através da condutibilidade térmica (k), da espessura média (?) e comprimento (b) da ligação [1].

$$C_b = \frac{k_b b}{g} \quad (\text{Eq. 51})$$

Como já foi definido anteriormente que a ligação tubo-placa será de elevada eficácia (resistência térmica menor que $0.03 \text{ m}^{\circ}\text{C/W}$) e assim será considerado que a ligação será perfeita $k_{\text{ligação}}=1$.

F' é portanto uma variável altamente dependente dos parâmetros dimensionais da solução e não tem grande dependência da temperatura.

Interpretação física desta variável:

F' pode ser resumida como a razão entre dois coeficientes de transferência térmica, U_o – entre o fluido e a temperatura ambiente e U_g – entre a placa e a temperatura ambiente.

Uma outra interpretação pode ser considerada, para um determinado ponto, como a razão entre o ganho útil de energia e o ganho útil de energia se a placa de absorção do colector estivesse à temperatura do fluido.

O factor de eficiência do colector é essencialmente uma constante de um determinado colector e depende da sua configuração e do caudal de funcionamento.

Em resumo,

O factor de eficiência do colector (F') diminui com o aumento da distância entre tubos;

F' aumenta com o aumento do produto entre a espessura e condutibilidade térmica da placa;

F' diminui com o aumento do coeficiente global de transferência de calor (U_g);

F' aumenta com o aumento do coeficiente de transferência no interior dos tubos.

Para o caudal pré seleccionado o factor de eficiência do colector é de $F'=97.5\%$.

3.10.2. Factor de remoção do calor F_R

É o calor que efectivamente se transfere para o fluído ou calor útil.

O factor de remoção é calculado por uma das equações 52, 53 ou 54 [1]

$$F_R = \frac{GCp(T_{f,0} - T_{f,i})}{[S - U_L(T_{f,i} - T_a)]} \quad (\text{Eq. 52})$$

$$F_R = \frac{\dot{m}_{Ac} \cdot Cp(T_{ag-s} - T_{ag-e})}{Q_{incidente} - Q_{perdas}} \quad (\text{Eq. 53})$$

$$F_R = \frac{\dot{m}_{Ac} \cdot cp}{U_g} \left(1 - e^{-\left[\frac{U_g F'}{\dot{m}_{Ac} \cdot cp}\right]}\right) \quad (\text{Eq. 54})$$

Em síntese é a razão entre o ganho útil de energia do colector e o ganho solar útil se toda a superfície do colector estivesse à temperatura da entrada do fluído é dada por F_R .

Esta variável é determinante para conseguir obter um valor elevado para o rendimento do colector. O valor de F_R não poderá exceder o valor 1.

Para o caudal pré seleccionado o factor de remoção de calor do colector é de $F_R=95\%$ conforme se mostra no gráfico em baixo.

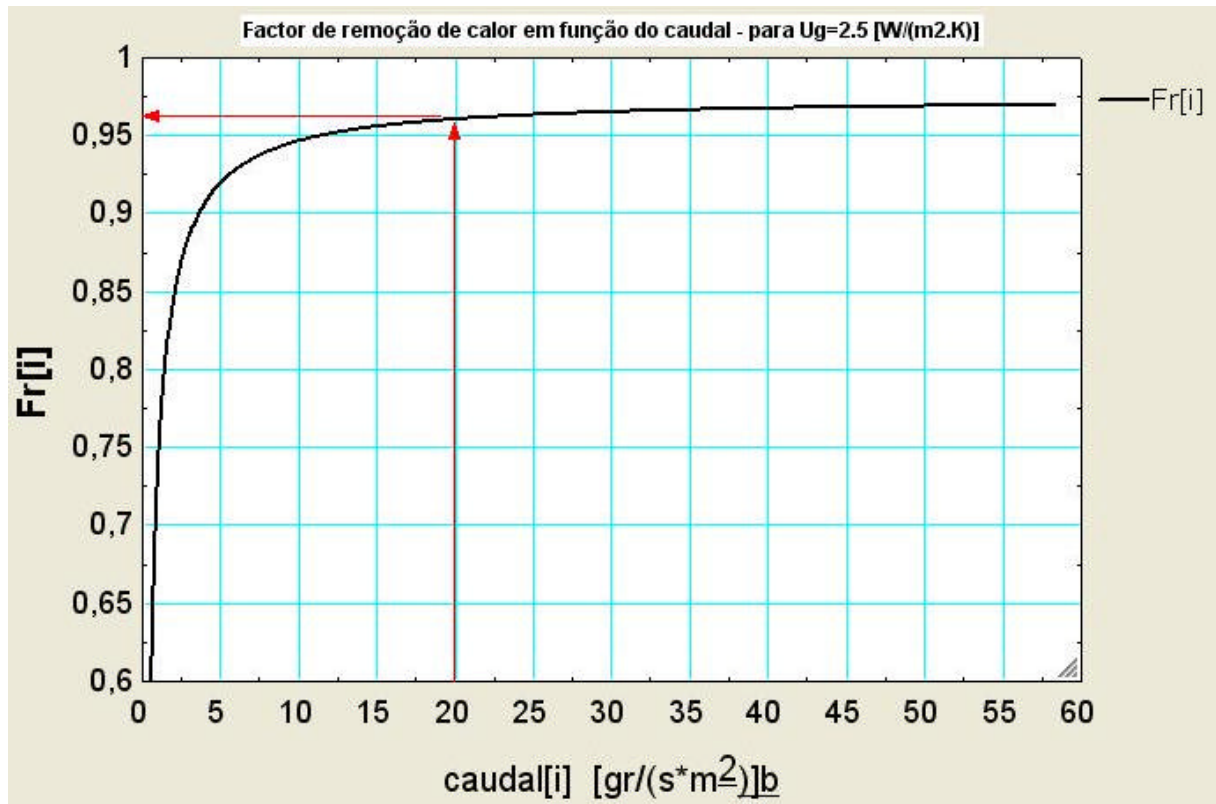


Fig. 68 – Determinação do Fr em função do caudal seleccionado e do $U_g=2.5$

Fr é um parâmetro pouco dependente da temperatura quando comparado com a dependência de U_g . É normalmente considerado com uma constante determinada pela configuração e desenho do equipamento. Quando Fr tem valores da ordem de 0.95, um aumento de factor 2 do U_g origina só uma redução de 0.04 em Fr . Este mesmo pequeno efeito pode ocorrer também se o caudal que passa no colector for duplicado. Em resumo, é possível dizer que na maioria dos casos as variações nas condições de operação provocam pequenas variações de Fr .

3.10.3. Factor do escoamento do colector F''

O factor do escoamento é a razão entre o calor efectivamente transferido e a eficiência do colector e é definido por [1].

$$F'' = \frac{F_R}{F'} \quad (\text{Eq. 55})$$

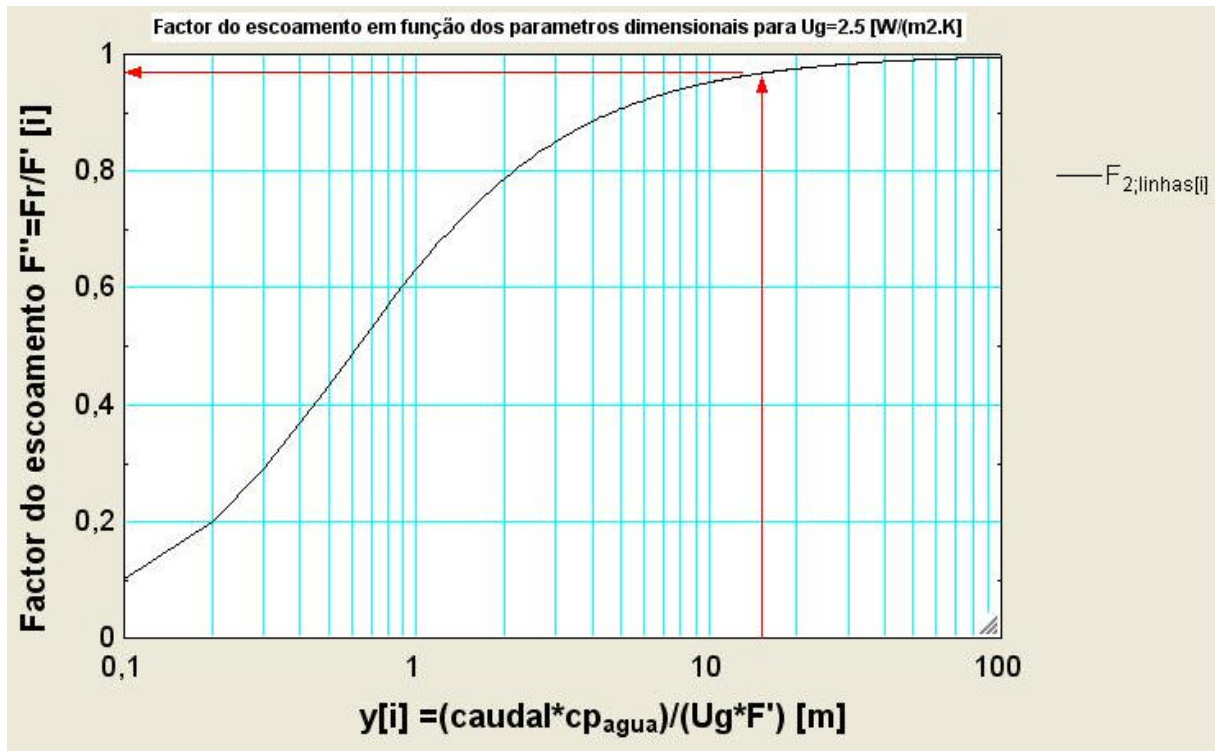


Fig. 69 – Determinação do F'' em função do caudal seleccionado e do $U_g=2.5$

Esta variável permite representar o efeito da remoção de calor do colector para o fluido ao longo do escoamento tendo em consideração a eficiência do colector que nunca pode ser ultrapassada. Esta variação é traduzida pela representação gráfica de F'' em função de:

$$\frac{\text{caudal} \cdot A_c \cdot c_p}{U_g \cdot F'} \quad (\text{Eq. 56})$$

À medida que o caudal que circula no colector aumenta, o aumento da temperatura do fluido é menor, as perdas globais diminuem e o ganho da energia útil aumenta devido à redução da temperatura média do colector. Isto é, existe uma maior remoção de calor para o fluido.

Quando o caudal é muito elevado, o aumento da temperatura da entrada para a saída decresce até perto de zero ($T \sim 0$) e a temperatura da placa mantém-se mais alta que a do fluido. Esta diferença de temperaturas é contabilizada pelo factor de eficiência do colector F' .

Para o caudal pré seleccionado o factor do escoamento do colector é de $F''=97.4\%$.

3.10.4. Rendimento instantâneo do colector (?)

O rendimento do colector não é mais do que a razão entre do calor útil e a radiação incidente no colector [1].

$$h = \frac{Q_u}{G \cdot R \cdot A_c} = \frac{Q_u}{G_b \cdot A_c} \quad (\text{Eq. 57})$$

Basicamente o rendimento instantâneo do colector é determinado pelos parâmetros:

- Fr – factor de remoção de calor
- Ug – Coeficiente global de perdas
- $t_{\text{vidro}} \cdot a_{\text{placa}}$ – produto da transmissibilidade (t) da cobertura e absorção da placa (a)

O rendimento (?) com base na temperatura de entrada do fluido (T_{e_ag}) e temperatura exterior é o mais corrente pois geralmente são conhecidas.

$$h = Fr \cdot t_{\text{vidro}} \cdot a_{\text{placa}} - Fr \cdot U_g \cdot \frac{(T_{ag_e} - T_{\text{exterior}})}{I_b} \quad (\text{Eq. 58})$$

O ajustamento linear vem:

$$h = h_0 - a_1 \cdot \frac{\Delta T}{I} \quad (\text{Eq. 59})$$

Onde h_0 é o chamado rendimento óptico do colector pois resume as perdas de transmissão e absorção.

$$h_0 = Fr \cdot t \cdot a \quad (\text{Eq. 60})$$

$$a_1 = Fr \cdot U_g \quad (\text{Eq. 61})$$

O ajustamento quadrático vem:

$$h = h_0 - a_1 \cdot \frac{\Delta T}{I} - a_2 \left(\frac{\Delta T}{I} \right)^2 \quad (\text{Eq. 62})$$

Sendo a_2 o termo de segunda ordem dependente da temperatura pois o valor de U_g varia com a temperatura.

Em síntese uma boa escolha na selecção dos parâmetros Fr , U_g e t_a permite estimar com um razoável grau de precisão a performance de um colector.

O rendimento instantâneo da solução proposta foi calculado de forma iterativa e integrada no modelo numérico do problema no programa EES [3] e está definido no capítulo dos resultados.

A curva de rendimento do colector é a representação gráfica do rendimento em função da variação da diferença das temperaturas do fluido térmico e da temperatura do ar exterior, dividido pela intensidade de radiação.

A curva de rendimento instantâneo da solução proposta está apresentada no capítulo dos resultados.

4. Modelação numérica do colector

4.1. Considerações

A análise detalhada de um colector solar é um problema relativamente complexo que pode ser decomposto na análise dos seus subsistemas e posteriormente integrados no sistema global.

Os resultados dos subsistemas identificam as variáveis mais importantes, como estas se relacionam e como afectam a performance do colector.

A modelação numérica deste problema considerou as seguintes simplificações para o colector:

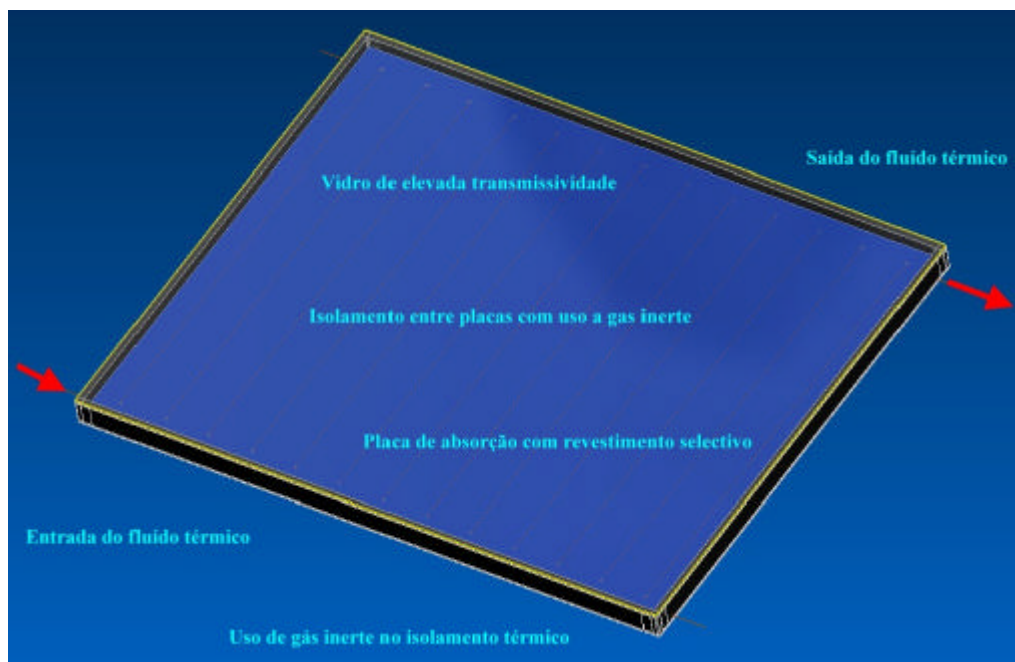


Fig. 70 – Esquema representativo do colector solar térmico

- Regime estacionário;
- Uma construção do tipo placa plana e tubo;
- As perdas pelas bordas da placa são desprezáveis pois a sua área é ínfima quando comparável com a área da placa.
- Existe um escoamento uniforme nos tubos;

- Existe um fluxo unidireccional de transferência pela cobertura;
- Existe um fluxo unidireccional de transferência pelo isolamento da base;
- O exterior (céu) é considerado como um corpo negro para altos comprimentos de onda para uma temperatura ambiente (céu) equivalente.
- Os gradientes de temperaturas à volta dos tubos são desprezados, isto é a temperatura do tubo é constante em toda a área da sua secção;
- Os gradientes de temperatura na direcção do escoamento e entre tubos podem ser tratados de forma independente;
- As propriedades são independentes da temperatura;
- As perdas térmicas pela cobertura e pela base são à mesma temperatura ambiente;
- O lixo ou a sujidade no colector é desprezada;
- Não existe qualquer sombreamento da placa de absorção;
- A temperatura da placa não varia com a espessura pois esta é pequena (0.5 mm);
- A face inferior da placa está totalmente isolada, mesmo na zona do tubo, com uma espessura de isolante constante. A sobreposição isolamento/tubo é considerada aceitável uma vez que a área da placa é muito maior relativamente à do tubo;
- Temperatura da água constante ao longo de todo o barramento de entrada e de saída;
- Considera-se uma só temperatura média da placa e não varia com a espessura;
- Considera-se uma só temperatura do isolamento (constante);
- Não existente perdas de calor pelas secções laterais da placas;
- A velocidade do vento é constante ao longo da face superior exterior do colector;
- Despreza-se as perdas por radiação pelo isolamento (valor muito baixo);

A modelação deste problema é fundamentada nos balanços energéticos ao sistema global e aos subsistemas

4.2. Balanços energéticos do modelo numérico

Analisando o colector pelo exterior, de forma global e simplificada existem ganhos por radiação solar e perdas por convecção e radiação na face superior e perdas por convecção na face inferior. A radiação emitida pela superfície inferior da placa, por simplificação será considerada nula, pois esta terá em paralelo uma superfície de elevada reflexão e o balanço de energia de radiação entre elas pode ser considerado zero. As perdas pelos painéis laterais poderiam ser desprezados pois o seu valor é baixo, no entanto estas perdas térmicas são calculadas neste modelo numérico, seguindo as considerações de [1].

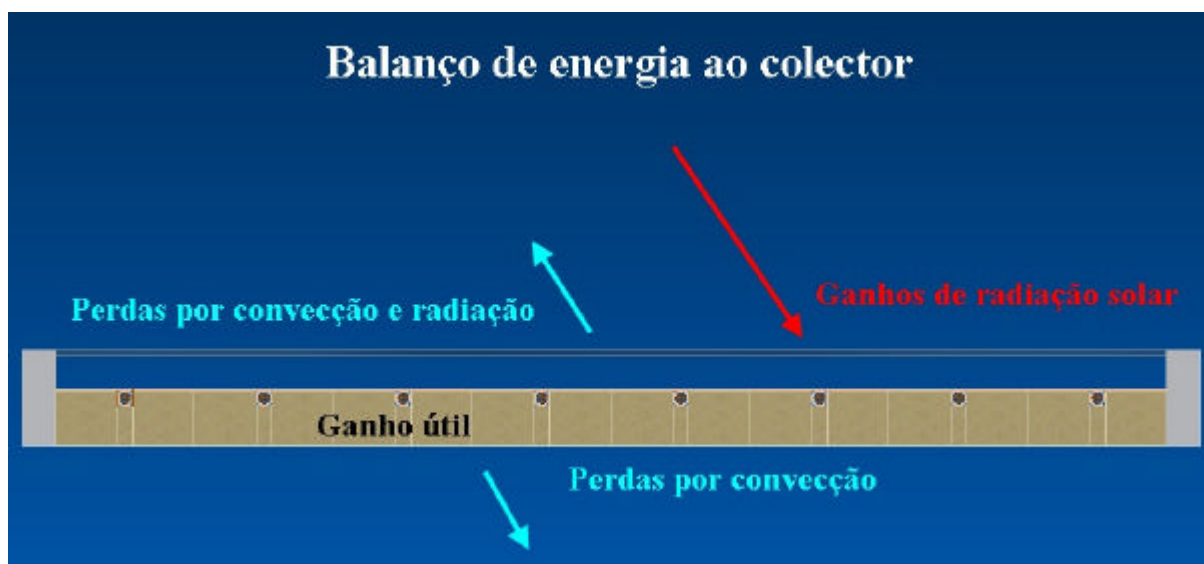


Fig. 71 – Balanço das trocas térmicas entre o colector e o exterior

A metodologia seguida na construção do modelo numérico baseou-se nos balanços energéticos das potências térmicas recebidas e perdidas para o sistema global e para cada um dos principais componentes do colector, a placa de absorção, o vidro da cobertura e os tubos de circulação do fluido de transporte do calor (água).

Dos balanços energéticos são obtidos os sistemas de equações necessários para a determinação dos parâmetros do colector como p.e. as temperaturas da placa, do vidro, a água, o rendimento, o coeficiente global de perdas, etc.

De uma forma geral o balanço térmico é determinado da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{\text{ganhos}} = \dot{Q}_{\text{perdas}} \quad \text{Eq. 63}$$

4.2.1. Balanço de energia para o vidro

As trocas de energia térmica no vidro podem ser definidas como:

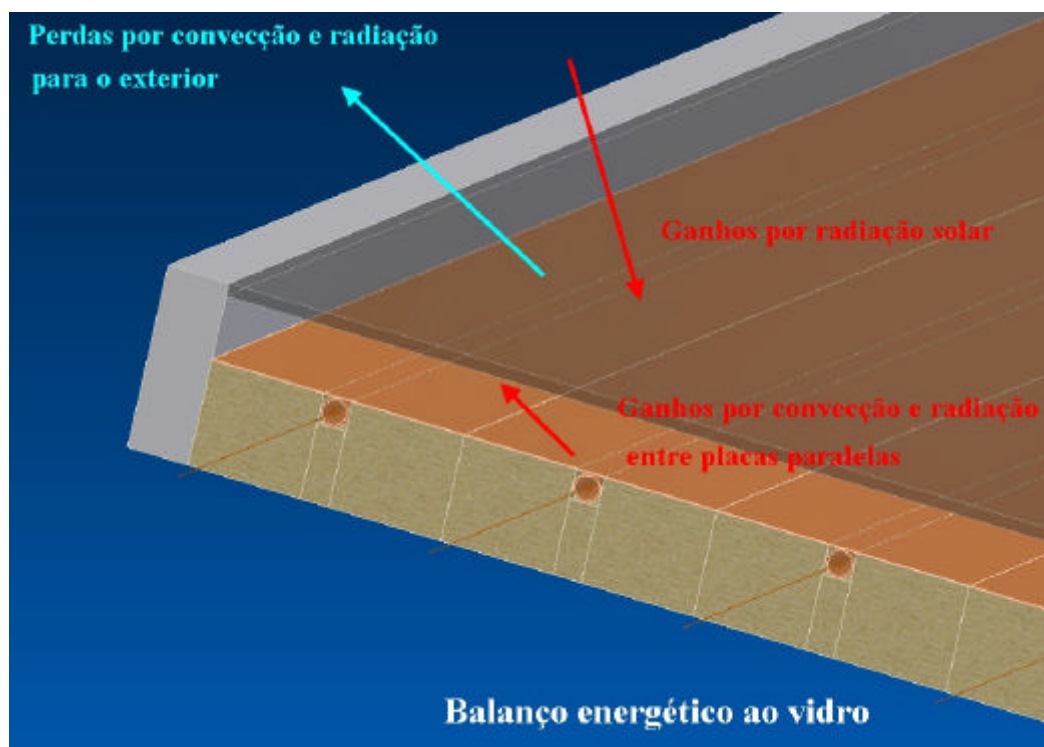


Fig. 72 – Balanço dos fluxos de calor no vidro 1

Balanço de energia do vidro $Q_{sol_{v1}} + Q_{v1_{base}} - Q_{v1_{topo}} = 0 \quad \text{(Eq. 64)}$

Desta equação é calculada a temperatura do vidro $\Rightarrow T_{v1}$

Radiação solar absorvida pelo vidro 1 $Q_{sol_{v1}} = G \cdot a_{v1} \cdot A_c \quad \text{(Eq. 65)}$

Potência térmica ganha pela face inferior do vidro $Q_{v1_{base}} = Q_{p_{topo}} \quad \text{(Eq. 66)}$

Potência térmica perdida pela face superior do vidro

$$Q_{v1_{topo}} = Q_{v1_{ext}} + Q_{v1_w} \quad (\text{Eq. 67})$$

Potência térmica perdida por convecção, na face superior do vidro 1, devido ao efeito do vento [1]

$$Q_{v1_{ext}} = A_c \cdot h_w \cdot (T_{v1} - T_{ext}) \quad (\text{Eq. 68})$$

Potência térmica perdida por radiação para o exterior pelo vidro 1 [1]

$$Q_{v1_r} = A_c \cdot h_{r_{v1}} \cdot (T_{v1} - T_{ext}) \quad (\text{Eq. 69})$$

e os coeficientes de transferência de calor são determinados por:

Coeficiente de transferência de calor devido ao vento [1]

$$h_w = 5.7 + 3.8 \cdot V_{vento} \quad (\text{Eq. 70})$$

Coeficiente de transferência de calor da radiação do vidro 1 emitida para o exterior [1] considerando a temperatura do céu igual à temperatura ambiente

$$h_{r_{v1}} = s \cdot e_{v1} \cdot (T_{v1} + T_{ext}) \cdot (T_{v1}^2 + T_{ext}^2) \quad (\text{Eq. 71})$$

As propriedades do vidro 1 de baixo teor em ferro são as seguintes:

$a_{v1}=0.05$	Coeficiente de absorção do vidro 1	[-]
$e_{v1}=0.05$	Emissividade do vidro 1	[-]
$t_{v1}=0.90$	Transmissibilidade do vidro 1	[-]
$Esp_{v1}=0.006$	Espessura do vidro 1	[m]

4.2.2. Balanço de energia para o isolamento entre a placa e o vidro

O modelo numérico, por uma opção de simplificação, dispensou o cálculo da temperatura média do isolamento que poderia ser determinada fazendo o seguinte balanço de energia.

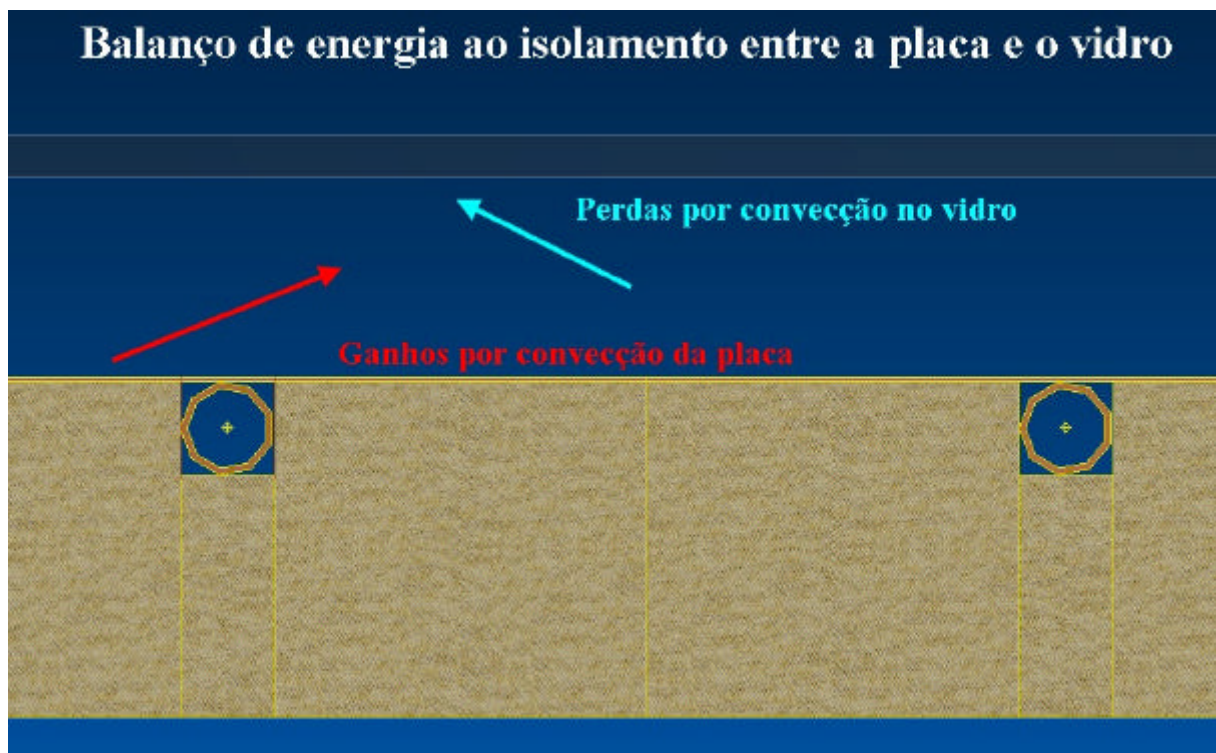


Fig. 73 – Balanço dos fluxos de calor no isolamento entre a placa e o vidro 1

Balanço de energia do isolamento entre
a placa e o vidro 1

$$Q_{v1_{base}} = Q_{p_{topo}} \quad (\text{Eq. 72})$$

4.2.3. Balanço de energia para a placa

As trocas de energia térmica na placa de absorção podem ser definidas como:

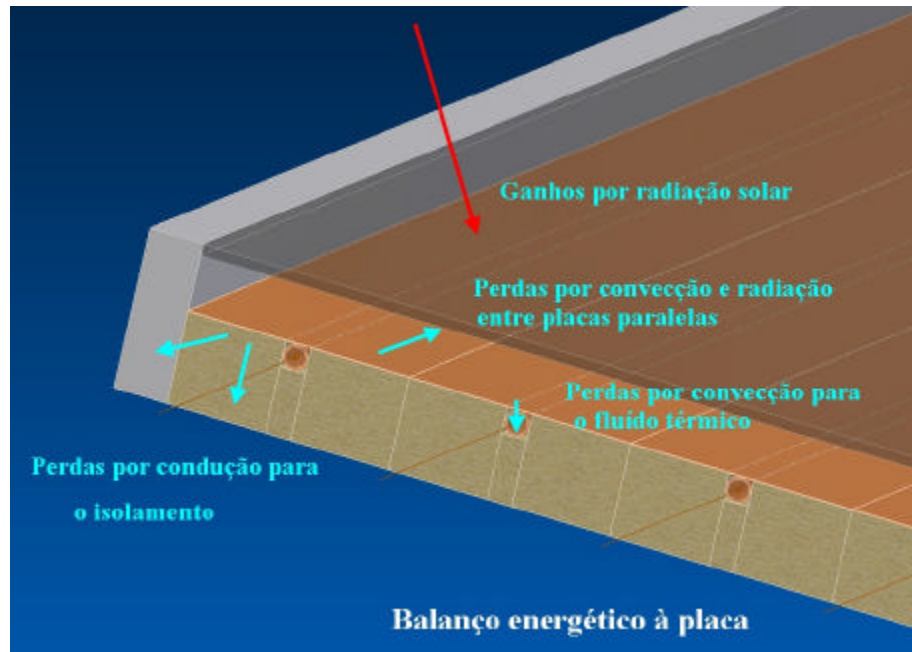


Fig. 74 – Balanço dos fluxos de calor na placa de absorção

Balanço de energia na placa

$$Q_{sol_p} - Q_{p_{base}} - Q_{p_{topo}} - Q_{p_{ag}} = 0 \quad (\text{Eq. 73})$$

Desta equação é calculada a temperatura média da placa $\Rightarrow T_p$

Radiação solar absorvida pela placa

$$Q_{sol_p} = G \cdot t_{v1} \cdot a_{v1} \cdot A_c \quad (\text{Eq. 74})$$

Potência térmica perdida pela face inferior da placa

$$Q_{p_{base}} = A_c \cdot U_b \cdot (T_p - T_{ext}) \quad (\text{Eq. 75})$$

Potência térmica perdida pela face superior da placa

$$Q_{p_{topo}} = Q_{p_{cv}} + Q_{p_w} \quad (\text{Eq. 76})$$

Potência térmica perdida pela face superior da placa põe efeito da convecção natural no espaço confinado

$$Q_{p_{cv}} = A_c \cdot h_{cvi_p} \cdot (T_p - T_{v1}) \quad (\text{Eq. 77})$$

ente placas paralelas

Potência térmica trocada por radiação
entre a placa e o vidro 1

$$Q_{p_r} = A_c \cdot h_{r_p} \cdot (T_p - T_{v1}) \quad (\text{Eq. 78})$$

Potência térmica transferida para a água

$$Q_{p_{agr}} = A_{t_{cv}} \cdot U_{ag} \cdot (T_p - T_{m_{ag}}) \quad (\text{Eq. 79})$$

e os coeficientes de transferência de calor são determinados por:

Coeficiente de transferência de calor da superfície superior da placa por convecção natural

$h_{cvi_p} \Rightarrow$ determinado segundo a rotina interna do programa EES [3], para melhor detalhe consultar o ponto relativo à convecção natural de espaços confinados entre placas paralelas

(Eq. 80)

Coeficiente de transferência de calor da superfície superior da placa por radiação [1]

$$h_{r_p} = \frac{s \cdot (T_p + T_{v1}) \cdot (T_p^2 + T_{v1}^2)}{\frac{1}{e_p} + \frac{1}{e_{v1}} - 1} \quad (\text{Eq. 81})$$

Coeficiente transferência de calor da placa para a água

$U_{ag} \Rightarrow$ determinado segundo a rotina interna do programa EES [3], para melhor detalhe consultar o ponto relativo ao escoamento interno em tubos de secção circular

(Eq. 82)

Coeficiente transferência de calor da placa pela superfície inferior isolada

$$U_b = h_{cd_{base}} + h_{cd_{lateral}} + h_{cve_{base}} \quad (\text{Eq. 83})$$

Coeficiente de transferência de calor da superfície inferior da placa por condução pelo isolamento da base do colector

$$h_{cd_{base}} = \frac{k_{base}}{Esp_{isol_{base}}} \quad (\text{Eq. 84})$$

Coeficiente de transferência de calor da superfície inferior da placa por

$$h_{cd_{lateral}} = \frac{k_{base} \cdot A_{lateral_{colector}}}{Esp_{colector} \cdot A_c} \quad (\text{Eq. 85})$$

condução pelo isolamento lateral do
colector [1]

Coeficiente de transferência de calor da
superfície inferior do colector por
convecção para o exterior

$h_{cve_{base}} = 0 \Rightarrow$ por opção de simplificação
este coeficiente foi considerado 0 pois
este valor quando comparado com o
valor da condução é muito pequeno

(Eq. 86)

As propriedades da placa de absorção de material de elevada condutibilidade térmica, e de baixa emissividade devido ao seu revestimento selectivo de óxido de titânio TiO_2 são as seguintes:

$a_p = 0.95$	Coeficiente de absorção da placa	[-]
$e_p = 0.05$	Emissividade da placa	[-]
$Esp_p = 0.0005$	Espessura da placa	[m]
$k_p = 395.1$	Condutibilidade térmica da placa	[W/(m.K)]

4.2.4. Balanço de energia para o isolamento da base

O modelo numérico, por uma opção de simplificação, dispensou o cálculo da temperatura média do isolamento da base que poderia ser determinada fazendo o seguinte balanço de energia.

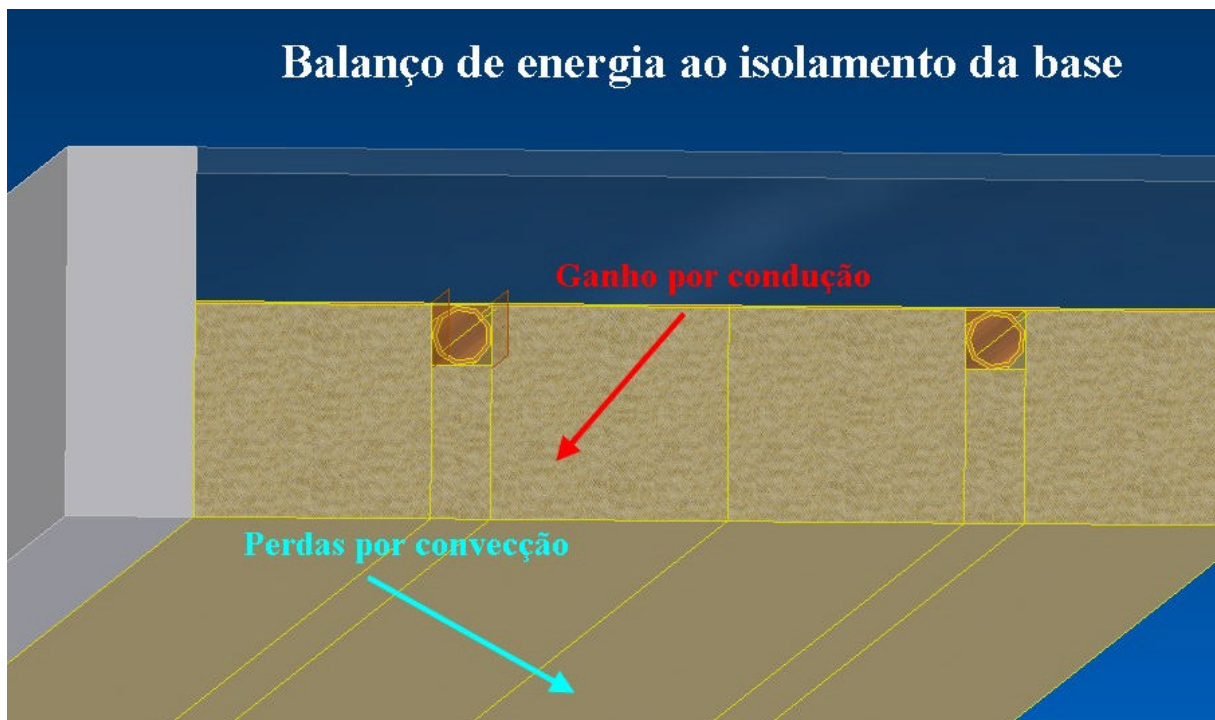


Fig. 75 – Balanço dos fluxos de calor no isolamento da base do coletor

Balanço de energia do

isolamento da base do coletor $A_c \cdot (h_{cd_{base}} + h_{cd_{lateral}}) \cdot (T_p - T_{isol}) - A_c \cdot h_{cve_{base}} \cdot (T_{isol} - T_{ext}) = 0$ (Eq. 87)

4.2.5. Balanço de energia para a água

O fluxo de calor para a água é caracterizado da seguinte forma:

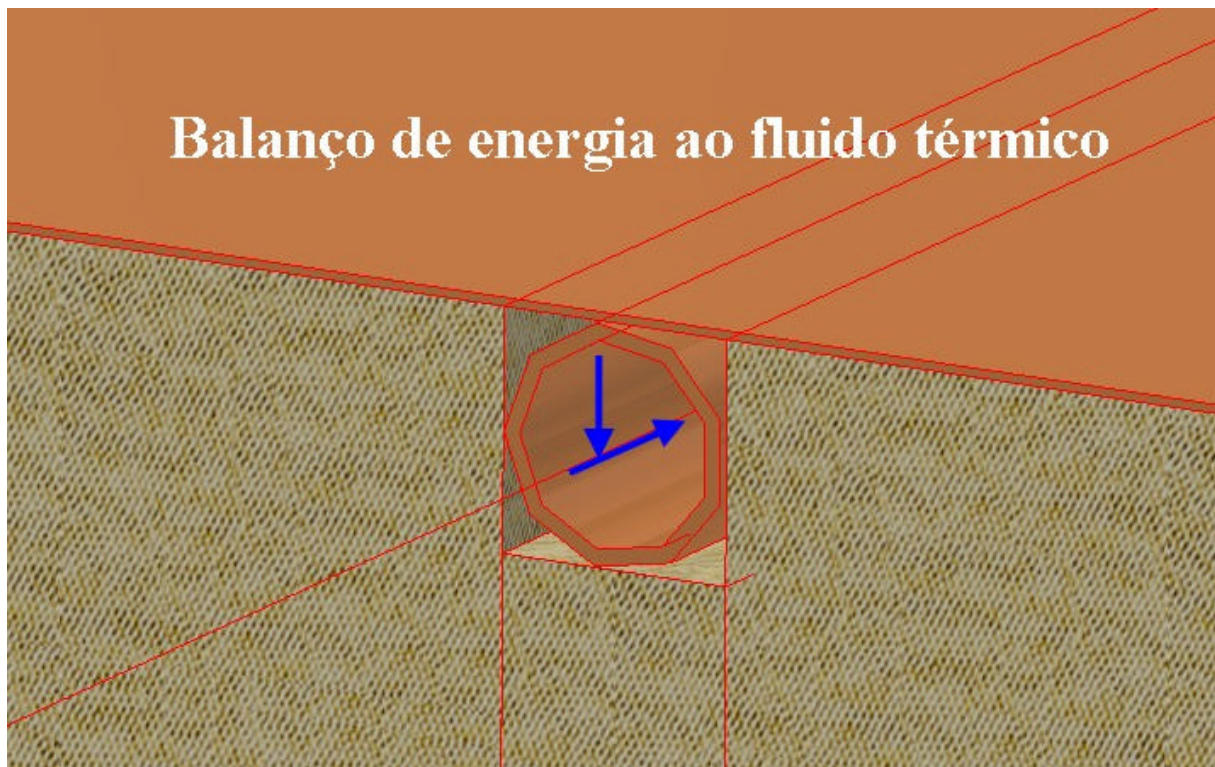


Fig. 76 – Balanço dos fluxos de calor no fluido de circulação

Balanço de energia na água

$$Q_{p_{ag}} - Q_u = 0 \quad (\text{Eq. 88})$$

Desta equação é calculada a temperatura média da água de circulação => $T_{m_{ag}}$

Potência térmica útil

$$Q_u = \text{caudal}_t \cdot c_{p_{ag}} \cdot (T_{s_{ag}} - T_{e_{ag}}) \quad (\text{Eq. 89})$$

Temperatura média da água de
circulação

$$T_{m_{ag}} = \frac{T_{s_{ag}} + T_{e_{ag}}}{2} \quad (\text{Eq. 90})$$

Desta equação é calculada a temperatura de saída da água de circulação => $T_{s_{ag}}$

Para a representação gráfica da curva do rendimento do colector foi seguida a orientação da norma para a certificação[7] que define as seguintes temperaturas:

Temperatura reduzida da água de circulação [5]

$$T_{m_{red\ ag}} = T_{e_{ag}} + \frac{T_{s_{ag}}}{2} \quad (\text{Eq. 91})$$

Diferença da temperatura reduzida da água de circulação [5]

$$T_{red\ ag} = \frac{T_{m_{red\ ag}} - T_{ext}}{G} \quad (\text{Eq. 92})$$

Como para este modelo numérico foi considerada a temperatura da média aritmética para a água, e como a temperatura calculada para a placa é uma temperatura média, nos resultados do calculo é normal que a temperatura de saída da água possa ser superior à temperatura média da placa.

As propriedades da água são determinadas para uma temperatura média e o escoamento no interior dos tubos é considerado plenamente desenvolvido, pois o comprimento de entrada para esta tipologia é muito curto, e em regime turbulento verificado pelo do número de Reynolds > 2300 .

4.2.6. Distribuição da temperatura na placa

Como opção de simplificação do modelo numérico optou-se por não determinar em detalhe a distribuição das temperaturas na placa mas trabalhar com a temperatura média da placa que resulta do seu balanço térmico.

Uma análise da distribuição unidireccional ao longo da secção (largura) do colector e considerando os valores médios na direcção do comprimento, permite obter de forma simplificada a distribuição das temperaturas na placa, sendo estas mais elevadas nos pontos mais afastados dos tubos e as temperaturas mais baixas nos pontos mais próximos dos tubos para a secção transversal. Na secção longitudinal as temperaturas são mais baixas perto da entrada do escoamento e mais elevadas na saída do escoamento.

No entanto fica o registo de como esta pode ser determinada, recorrendo ao mesmo balanço de energia para a placa apresentado em cima mas com uma parametrização i,j para os eixos dos X e Y respectivamente e considerando a condução bidimensional na placa.

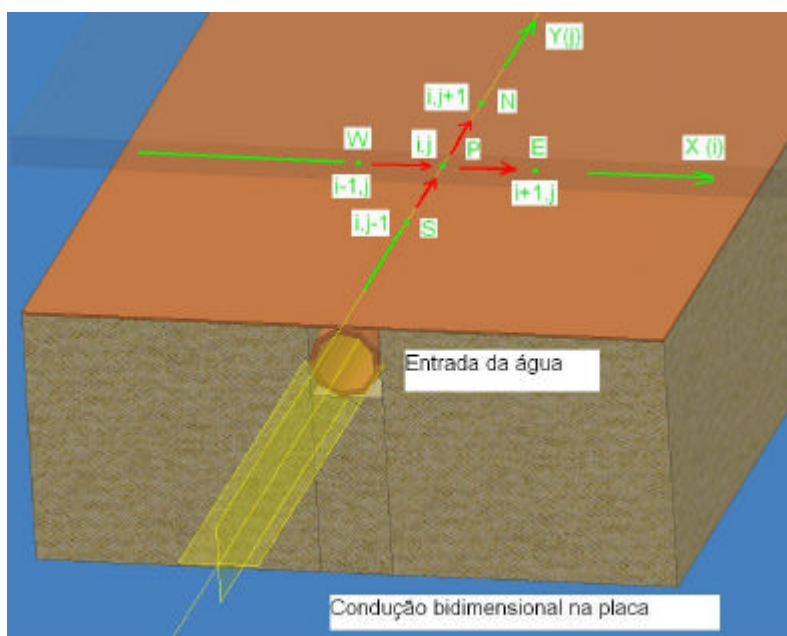


Fig. 77 – Condução bidimensional na placa – convenção de sinais

A distribuição da temperatura ao longo da placa é determinada considerando o calor transferido por convecção e condução em cada ponto da placa. Este cálculo pode ser feito por modelação distribuída usando um volume de controlo em torno de um ponto P e 4 pontos adjacentes (N- a norte; S – a sul, E – a este e W – a oeste).

Balanco de energia na placa
$$Q_{sol_p} - Q_{p_{base}} - Q_{p_{topo}} - Q_{p_{ag}}[j] - Q_{cd_{placa}}[i, j] = 0 \quad (Eq. 93)$$

Condução bidimensional [5]
$$Q_{cd_{placa}}[i, j] = \left(\frac{k_{placa}}{\Delta x} \cdot \Delta A_y \right) A_{t_{cv}} \cdot (T_{placa}[i+, j] - T_{placa}[i, j]) + \dots \quad (Eq. 94)$$

Desta equação são calculadas as temperaturas da placa => **T_{placa}[i,j]** tendo em consideração as diferentes condições de fronteira da placa.

A condução ao longo da secção da placa (eixo X) é dada por:

$$+ \frac{k_{placa}}{\Delta x} \cdot \Delta A_y \cdot (T_p - T_E) + \frac{k_{placa}}{\Delta x} \cdot \Delta A_y \cdot (T_W - T_p) \quad (Eq. 95)$$

Sendo $T_p = T_{i,j}$; $T_E = T_{i+1,j}$; $T_W = T_{i-1,j}$

A condução ao longo do comprimento da placa (eixo Y) é dada por:

$$+ \frac{k_{placa}}{\Delta y} \cdot \Delta A_x \cdot (T_p - T_N) - \frac{k_{placa}}{\Delta y} \cdot \Delta A_x \cdot (T_S - T_p) \quad (Eq. 96)$$

Sendo $T_p = T_{i,j}$; $T_N = T_{i,j+1}$; $T_S = T_{i,j-1}$

A temperatura nos pontos da placa em torno do ponto central (P), da malha do volume de controlo, é obtida a partir das equações de balanço térmico da placa, e das respectivas condições de fronteira.

Condições de fronteira

- Ni o número de pontos i no eixo dos x
- Nj o número de pontos j no eixo dos Y
- Mi os pontos no eixo médio da placa coincidentes com a ligação do tubo

Fronteira Sul => para $P[i=1 \text{ até } M_{i-1}, j=1]$ => só existe condução para E, W e N

Fronteira Sul => para $P[i=M_{i+1} \text{ até } N_i, j=1]$ => só existe condução para E, W e N

Fronteira Norte => para $P[i=1 \text{ até } M_{i-1}, j=1]$ => só existe condução para E, W e S

Fronteira Norte => para $P[i=M_{i+1} \text{ até } N_i, j=1]$ => só existe condução para E, W e S

Fronteira Oeste => para $P[i=1, j=2 \text{ a } N_j-1]$ => só existe condução para E, N e S

Fronteira Este => para $P[i=N_i, j=2 \text{ a } N_j-1]$ => só existe condução para W, N e S

Ponto inferior esquerdo => $P[i=1, j=1]$ => só existe condição para E e N

Ponto inferior direito => $P[i=N_i, j=1]$ => só existe condição para W e N

Ponto superior esquerdo => $P[i=1, j=N_j]$ => só existe condição para E e S

Ponto superior direito => $P[i=N_i, j=N_j]$ => só existe condição para W e N

A equação geral de balanço da condução bidimensional na placa fica então:

$$\begin{aligned} & \frac{k_{placa}}{\Delta_x} \cdot \Delta A_y \cdot (T_P - T_E) - \frac{k_{placa}}{\Delta_x} \cdot \Delta A_y \cdot (T_W - T_P) + \frac{k_{placa}}{\Delta_y} \cdot \Delta A_x \cdot (T_P - T_N) \\ & - \frac{k_{placa}}{\Delta_y} \cdot \Delta A_x \cdot (T_S - T_P) = Q_{cd_{placa}} \end{aligned} \quad (Eq. 97)$$

Destas equações são obtidos os valores de => : T_E, T_W, T_N, T_S ou $T_{i-1,j}; T_{i+1,j}; T_{i,j+1}; T_{i,j-1}$

4.2.7. Distribuição da temperatura da água no escoamento

A temperatura da água do escoamento vai aumentando ao longo do tubo em função do calor transferido da placa para a água.

Como opção de simplificação do modelo numérico optou-se por não determinar em detalhe a evolução da temperatura da água entre a saída e a entrada pois para o cálculo da performance do colector esta não é necessária.

No entanto fica o registo de como esta pode ser determinada, recorrendo ao mesmo balanço de energia apresentado em cima mas com uma parametrização i, j para os eixos dos X e Y respectivamente.

Balanço de energia $Q_{p_{ag}}[j] - Q_u[j] = 0$ (Eq. 98)

Balanço de energia $\sum_j^{Nj} Q_{p_{ag}}[j] - \sum_j^{Nj} Q_u[j] = 0$ (Eq. 99)

Potência térmica transferida para a água $Q_{p_{agr}}[j] = A_{t_{cv}} \cdot U_{ag} \cdot (T_{placa}[i, j] - T_{agua}[j])$ (Eq. 100)

Potência térmica útil $Q_u[j] = caudal_t \cdot cp_{ag} \cdot (T_{agua}[j+1] - T_{agua}[j])$ (Eq. 101)

Potência térmica útil $Q_u = \sum_j^{Nj} Q_u[j]$ (Eq. 102)

Temperatura média da água de circulação $T_{m_{agua}}[j] = \frac{T_{agua}[j] + T_{agua}[j+1]}{2}$ (Eq. 103)

Quando o número de elementos é elevado, isto é, a malha de análise é densa e os pontos estão muito próximos, a média aritmética da temperatura é considerada uma aproximação razoável.

A distribuição da temperatura ao longo da placa é determinada considerando o calor transferido por convecção e condução bidimensional em cada ponto da placa. Para este cálculo pode ser feito por modelação distribuída usando um volume de controlo em torno de um ponto P e 4 pontos adjacentes (N- a norte; S – a sul, E – a este e W – a oeste).

4.2.8. Coeficiente global de perdas no colector

Este coeficiente agrega todas as perdas térmicas do colector para o exterior considerando a temperatura média da placa.

A determinação deste coeficiente é feita pela seguinte equação:

$$Q_{v1_{topo}} + Q_{p_{base}} - A_c \cdot U_g \cdot (T_p - T_{ext}) = 0 \quad (\text{Eq. 104})$$

Este coeficiente é um dos parâmetros importantes na definição da performance de um colector.

4.2.9. Coeficiente global de perdas na placa

Este coeficiente agrega todas as perdas térmicas da placa para o exterior considerando a temperatura média da placa.

A determinação deste coeficiente é feita pela seguinte equação:

$$Q_{p_{topo}} + Q_{p_{base}} - A_c \cdot U_{g_{placa}} \cdot (T_p - T_{ext}) = 0 \quad (\text{Eq. 105})$$

Este coeficiente ajuda a perceber a importância das perdas térmicas do vidro devido à radiação absorvida por este que é praticamente toda libertada para o exterior. Se este efeito fosse desprezado então U_g e U_{g_p} teriam quase o mesmo valor.

4.2.10. Rendimento da alheta

O rendimento da alheta do colector é calculado pelas seguintes fórmulas:

$$Rend_{alheta} = \frac{\tanh(m \cdot L_c)}{m \cdot L_c} \quad (\text{Eq. 106})$$

$$m = \sqrt{\frac{U_g}{k \cdot d_{is \tan ci _ entre _ tubos}}} \quad (\text{Eq. 107})$$

$$L_c = dist_{tubos} + \frac{Esp_p}{2} \quad (\text{Eq. 108})$$

4.2.11. Factor de eficiência do colector

O factor de eficiência do colector é calculado pela seguinte fórmula:

$$F_{efic} = \frac{\frac{1}{U_g}}{dist_{tubos} \left[\frac{1}{U_g [d_{ex_tubo} + (dist_{tubos} - d_{ex_tubo}) Re n d_{alheta}]} \right] + \frac{1}{P_{cv_tubo} U_{ag}}} \quad (Eq. 109)$$

4.2.12. Factor de remoção do calor

O factor de remoção do calor do colector é calculado pela seguinte fórmula:

$$F_R = \frac{caudal_t \cdot cp_{agua}}{U_g \cdot A_c} \left(1 - e^{-\left[\frac{U_g F_{efic} \cdot A_c}{caudal_t \cdot cp_{agua}} \right]} \right) \quad (Eq. 110)$$

4.2.13. Factor do escoamento

O factor do escoamento do colector é calculado pela seguinte fórmula:

$$F_{escoamento} = \frac{Fr}{F_{efic}} \quad (Eq. 111)$$

4.2.14. Rendimento do colector

O rendimento do colector é calculado pelas seguintes fórmulas:

$$Re n d_{colector} = \frac{Q_u}{G} \quad (Eq. 112)$$

$$Re n d_{colector_{T_e}} = F_r \cdot t_{v1} \cdot a_p - \frac{F_r U_g \cdot (T_{eag} - T_{ext})}{G} \quad (Eq. 113)$$

4.2.15. Considerações sobre os cálculos efectuados

Após a construção do modelo numérico e da validação dos resultados obtidos, foram calculados os diversos parâmetros para cada uma das soluções considerando as seguintes condições:

- Temperatura do ambiente exterior 20 °C
- Intensidade da radiação solar 1000 W/m²
- Velocidade do vento 3 m/s
- Temperatura da água na entrada 45 °C

As soluções testadas para inclinações do colector de 45° e 90° foram as seguintes:

- Colector solar térmico (CST) plano com isolamento a árgon e tubos na vertical;
- Colector solar térmico plano com isolamento a árgon e tubos na horizontal;
- Colector solar térmico plano com isolamento a ar e tubos na vertical;
- Colector solar térmico plano com isolamento a kripton e tubos na vertical;
- Colector solar térmico plano com isolamento a xénon e tubos na vertical;

Após estes cálculos passou-se ao cálculo detalhado da solução do colector solar térmico com isolamento a árgon e tubos na vertical, fixando todos os parâmetros das condições iniciais e variando a temperatura exterior de 0 a 45 °C.

De seguida efectuou-se um novo cálculo mas agora variando só a temperatura da água na entrada e por fim efectuou-se o cálculo para uma variação da radiação solar entre 300 a 1000 W/m².

Esta segunda fase de cálculos permitiu traçar as curvas do rendimento e as curvas da variação dos coeficientes globais de transferência do colector e da placa, e assim determinar a influencia da variação da temperatura no coeficiente global de perdas.

5. Resultados

Para simplificar a designação das diferentes soluções foram definidas as seguintes notações:

- CST_{45argV} – Colector solar térmico inclinado de 45° com argon como gás isolante, com tubos colocados na vertical e isolamento da base com argon. As dimensões do colector considerado são as definidas anteriormente, isto é $Altura \times largura \times espessura \Rightarrow 1470 \times 1600 \times 80mm = Ac=2.68m^2$
- CST_{45argH} – Colector solar térmico inclinado de 45° com argon como gás isolante e com tubos colocados na horizontal.
- CST_{90argV} – Colector solar térmico inclinado de 90° com argon como gás isolante e com tubos colocados na vertical.
- CST_{90argH} – Colector solar térmico inclinado de 90° com argon como gás isolante e com tubos colocados na horizontal.
- CST_{45arV} – Colector solar térmico inclinado de 45° com ar seco como gás isolante, com tubos colocados na vertical e isolamento da base com argon. As dimensões consideradas para o colector são: $1260 \times 1600 \times 80mm \Rightarrow Ac=2.02m^2$
- $CST_{45kripV}$ – Colector solar térmico inclinado de 45° com kripton como gás isolante, com tubos colocados na vertical e isolamento da base com argon. As dimensões consideradas para o colector são: $(2*840) \times 1300 \times 60mm \Rightarrow Ac=2.18m^2$
- $CST_{45xen1V}$ – Colector solar térmico inclinado de 45° com xénon 2 como gás isolante, com tubos colocados na vertical e isolamento da base com argon. As dimensões consideradas para o colector são: $(4*420) \times 1200 \times 50mm \Rightarrow Ac=2.02m^2$.
- $CST_{45xen2V}$ – Colector solar térmico inclinado de 45° com xénon 2 como gás isolante, com tubos colocados na vertical e isolamento da base com argon. As dimensões consideradas para o colector são: $(2000) \times 1500 \times 100mm \Rightarrow Ac=3.0m^2$.

5.1. CST_{argV} com isolamento a árgon e tubos na vertical

5.1.1. CST_{45argV} com isolamento a árgon, tubos na vertical e 45°

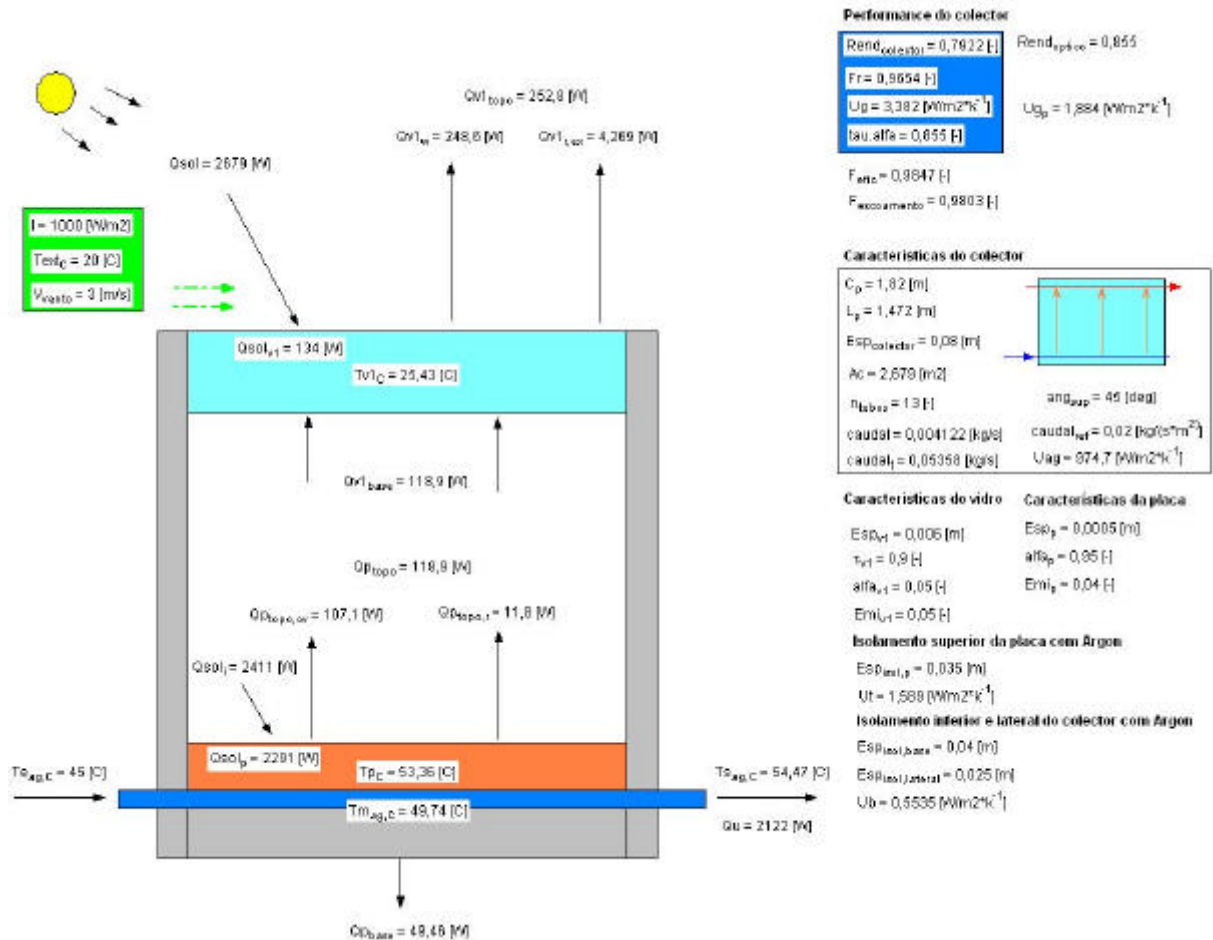


Fig. 78 – Performance do CST_{45argV} com árgon e tubos na vertical

Tab. 13 – Resultados do CST_{45argV} com árgon e tubos na vertical

Rendimento do coletor	? = 79,2%
Produto do factor remoção de calor x rendimento óptico	$F_R \cdot \tau_o = 0.8251$
Produto do $Fr \times U_g$ (coef. global de perdas do coletor)	$F_R \cdot U_g = 3.264 [W/(m^2 \cdot K)]$
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída	? $T = 9.5^{\circ}C$; $T_{s,ag} = 54.5^{\circ}c$

5.1.2. CST_{90argV} com isolamento a árgon, tubos na vertical e 90°

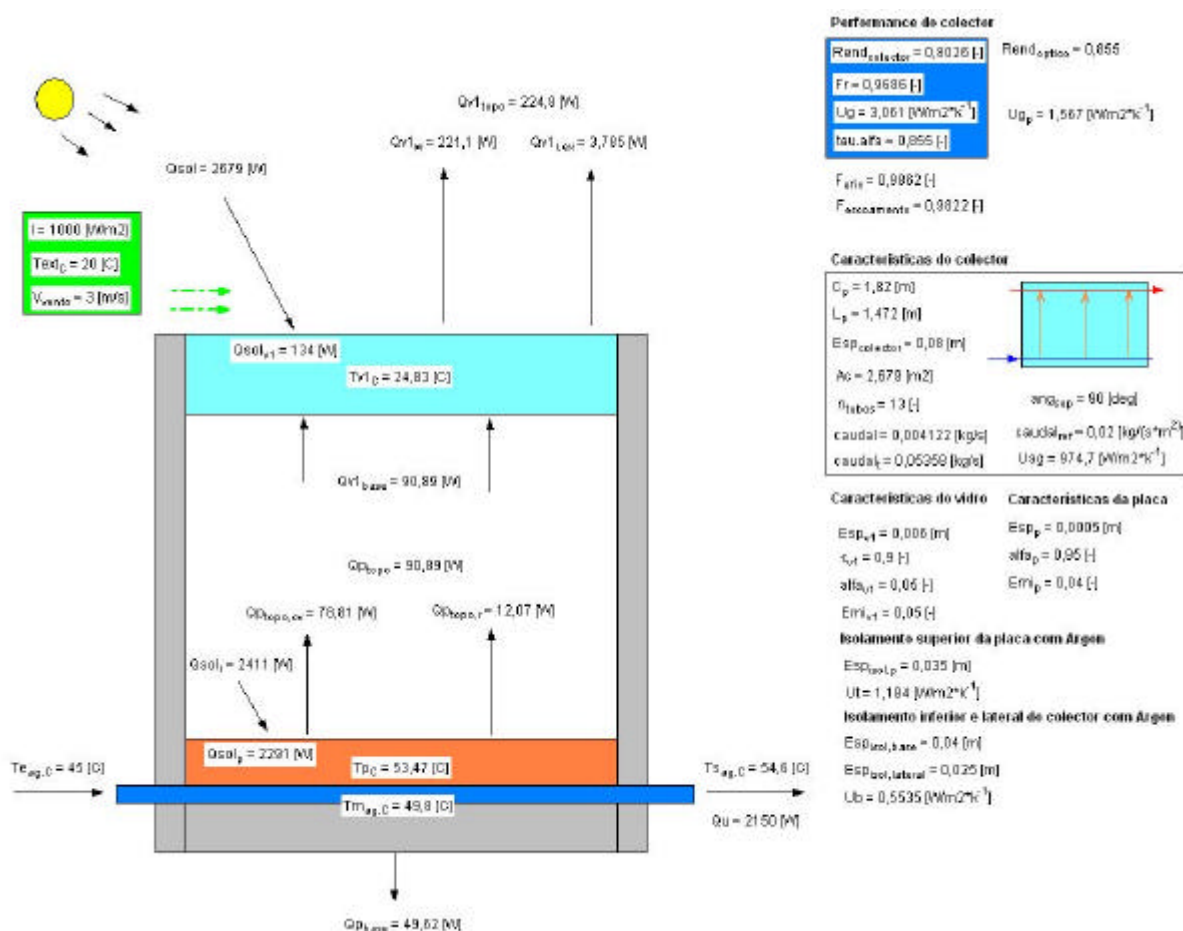
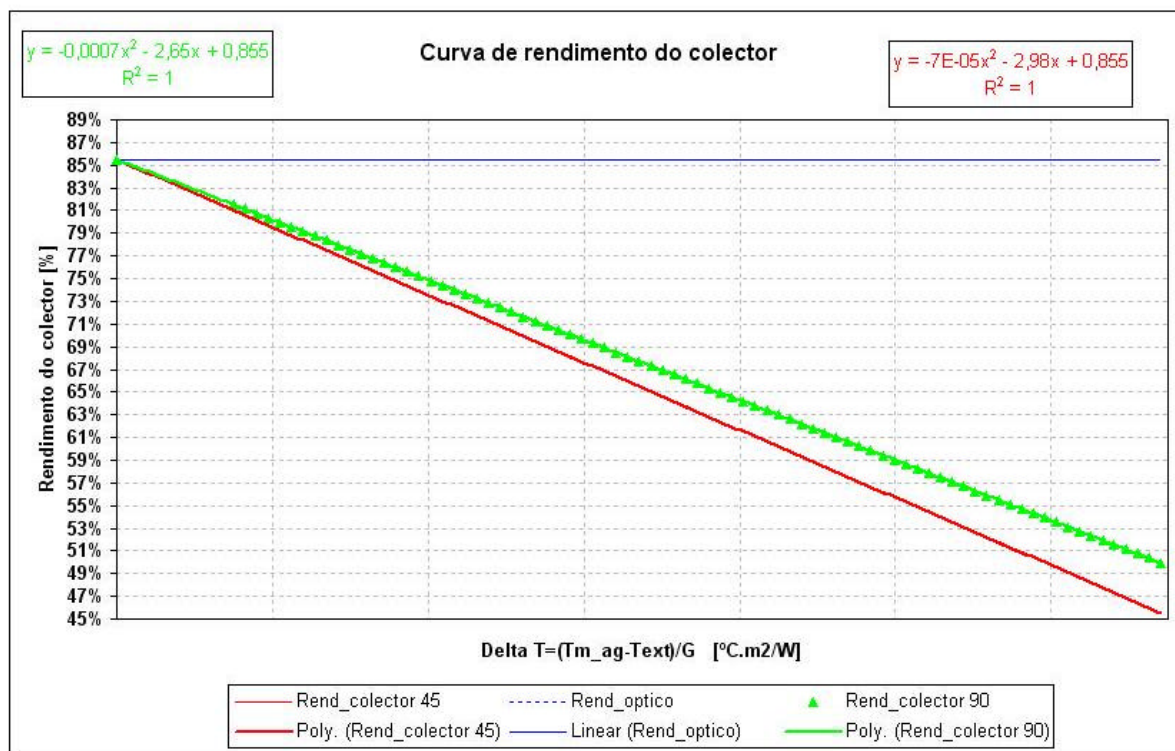


Fig. 79 – Performance do CST_{90argV} com árgon e tubos na horizontal

Tab. 14 – Resultados do CST_{90argV} com árgon e tubos na horizontal

Rendimento do coletor	? = 80,3%
Produto do factor remoção de calor x rendimento óptico	$F_R \cdot \eta_o = 0.8285$
Produto do Fr x U_g (coef. global de perdas do coletor)	$F_R \cdot U_g = 2.966 [W/(m^2 \cdot K)]$
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída	? $T = 9.6^{\circ}C$; $T_{s_ag} = 54.6^{\circ}C$

5.1.3. CST_{argV} – Curvas do rendimento para 45° e 90°



Conclusão: Retirando o efeito do ângulo de incidência da radiação solar que reduz significativamente a potência recebida no colector, O rendimento do colector instalado na vertical é superior à opção de instalação de 45° com a horizontal. Esta vantagem deve-se ao facto de o coeficiente global de perdas ser inferior para a instalação a 90°.

Fig. 80 – Curva do rendimento do colector CST_{argV} para 45° e 90°

De forma a permitir uma melhor comparação dos resultados obtidos com os valores correntes dos colectores solares térmicos, junta-se um gráfico comparativo do cálculo do rendimento pelo organismo europeu de certificação Keymark [6].

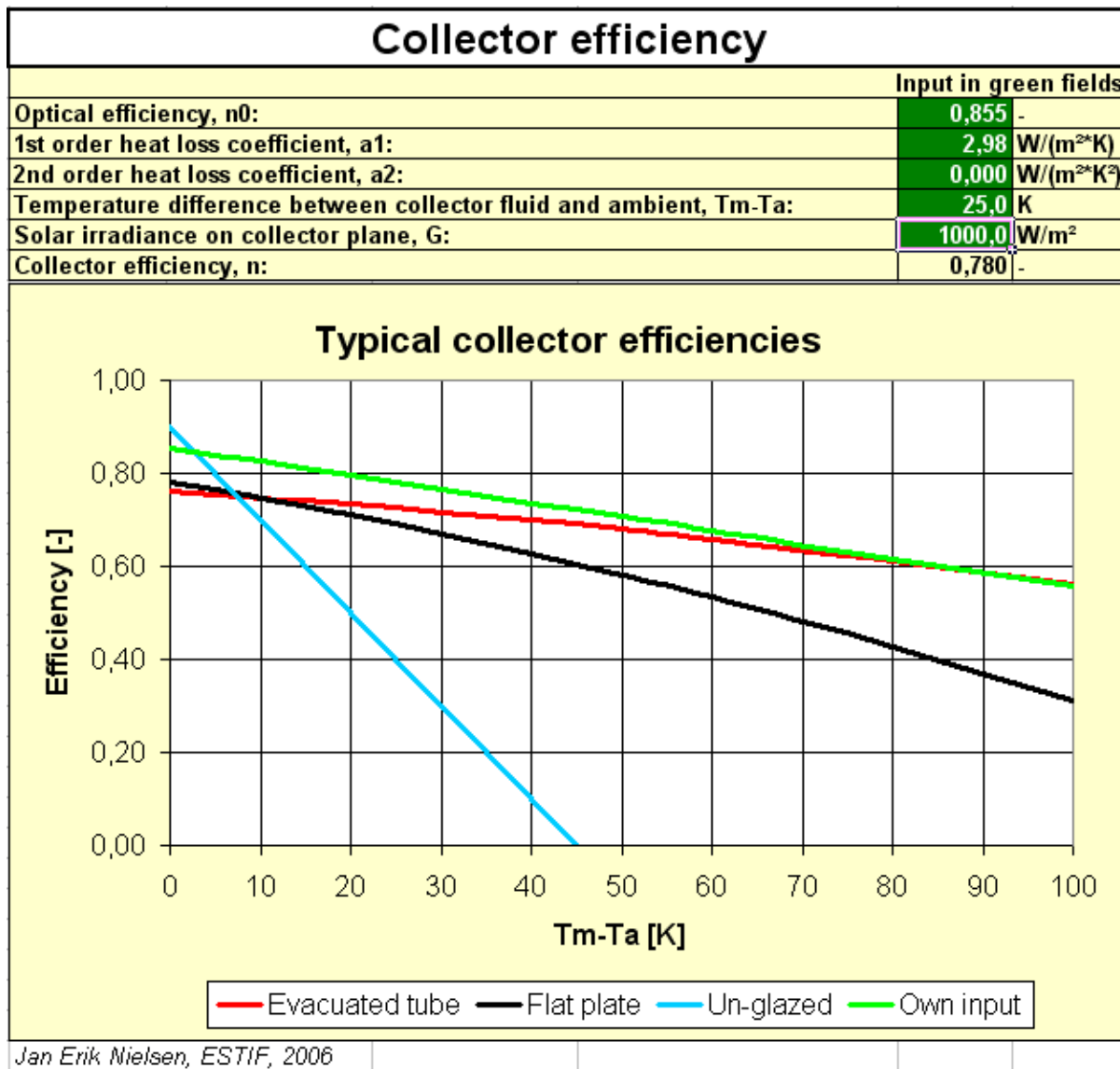


Fig. 81 – Comparativo das curva de rendimento do colector para 45° e outros colectores

- verde a curva do CST45argV;
- preto os colectores planos normais
- vermelho os colectores de tubos de vácuo;
- azul os colectores sem cobertura

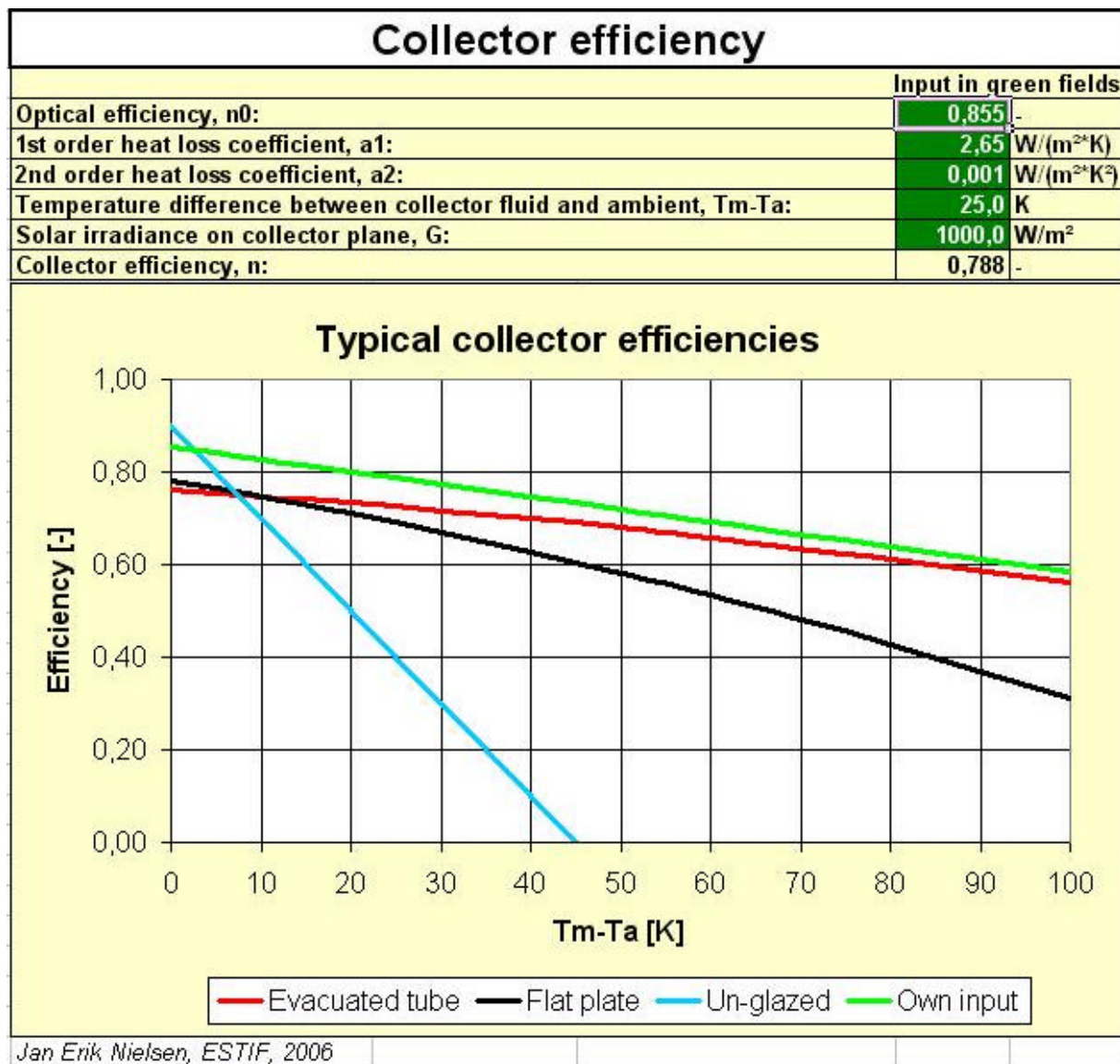


Fig. 82 – Comparativo das curva de rendimento do colector para 90° e outros colectores

- verde a curva do CST90argV;
- preto os colectores planos normais
- vermelho os colectores de tubos de vácuo;
- azul os colectores sem cobertura

Em ambas as opções verifica-se que para a gama de temperaturas de utilização de águas quentes domésticas ou AQS o rendimento do colector CST bate-se com a performance dos colectores de tubo de vácuo. Só quando a temperatura de utilização é muito elevada, superior a 100°C, o rendimento do CST passa a ser melhor que o dos tubo de vácuo.

5.1.4. CST_{argv} com a variação da temperatura do ambiente exterior

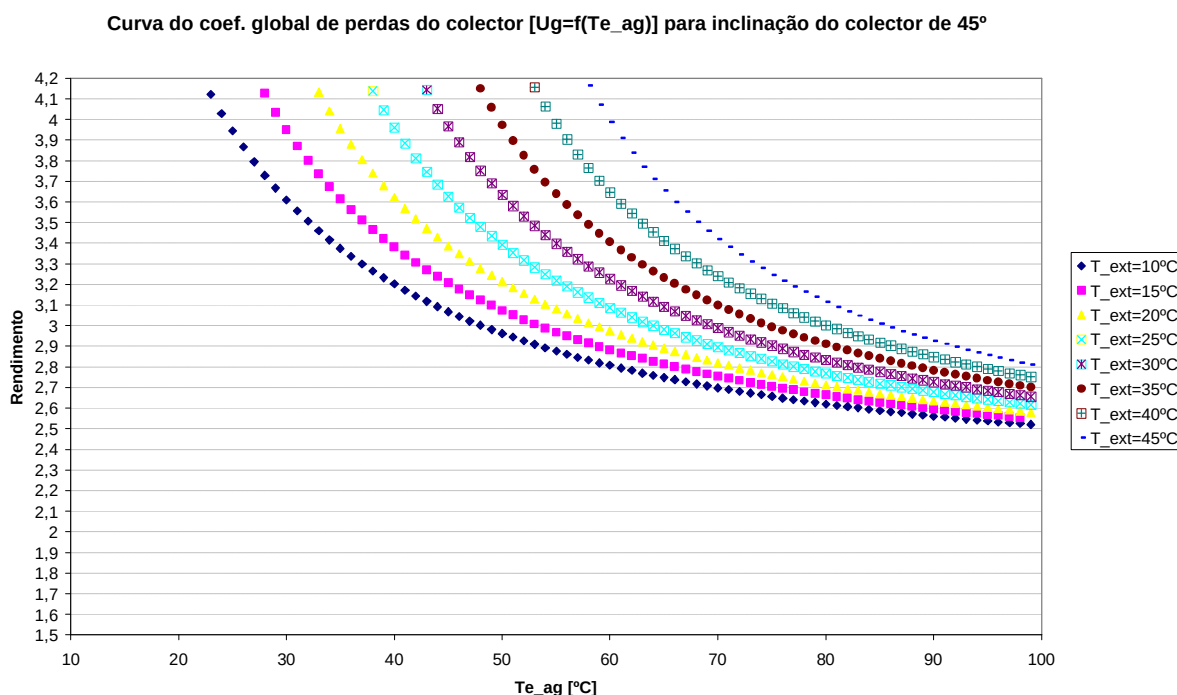


Fig. 83 – Variação do U_{g45} com a variação da temperatura exterior

À medida que a temperatura exterior aumenta o coeficiente global de perdas do colector diminui essencialmente devido a redução percentual das perdas térmicas pelo vidro da cobertura em relação ao conjunto total das perdas. Esta diminuição também acentuada devido à redução do ΔT entre a placa e o exterior. Convém não esquecer que a percentagem de energia absorvida pelo vidro só depende da radiação solar e do seu coeficiente de absorção e que a maior parte dessa energia é libertada para o exterior quase que independentemente da temperatura da placa considerando que esta está em valores normais de funcionamento [45 a 100°C],

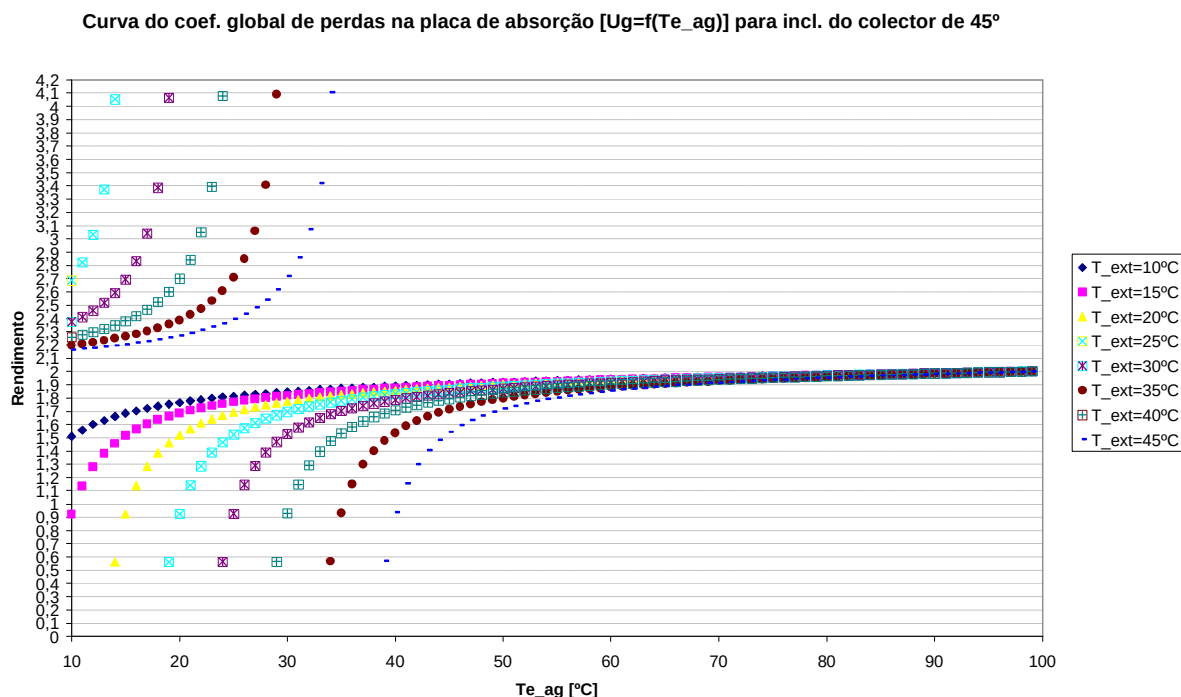


Fig. 84 – Variação do U_{g_p45} com a variação da temperatura exterior

Já o coeficiente global de perdas na placa relacionado com a T_{ext} aumenta com o aumento da temperatura exterior devido essencialmente ao aumento da transferência de calor de convecção e radiação da placa ser superior à redução percentual das perdas térmicas pelo vidro da cobertura em relação ao conjunto total das perdas. Este coeficiente não tem em conta as perdas térmicas do vidro e por isso apresenta valores bem inferiores.

Em síntese pode-se dizer que quando não se considera o efeito de absorção no vidro o coeficiente global de perdas cresce com o aumento da temperatura exterior mas quando se considera o efeito da absorção do vidro o coeficiente global de perdas diminui com o aumento da temperatura.

As curvas de U_g e U_{g_p} para a opção de 90° de inclinação seguem a mesma evolução mas com valores inferiores pelo que se dispensou a sua apresentação neste relatório.

5.1.5. CST_{argv} com a variação da temperatura de entrada da água

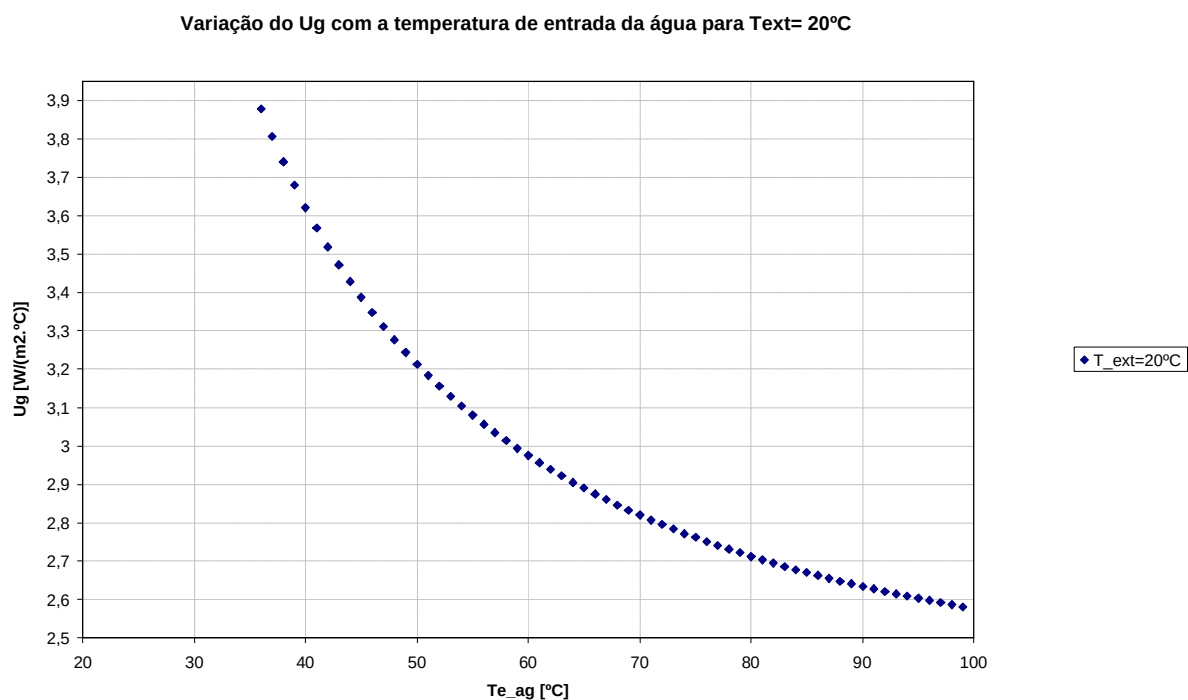


Fig. 85 – Variação do U_g com a variação da T_{e_ag} para $T_{ext}=20^\circ\text{C}$

Para qualquer temperatura do ambiente exterior o coeficiente global de perdas no colector diminui com o aumento da temperatura de entrada da água.

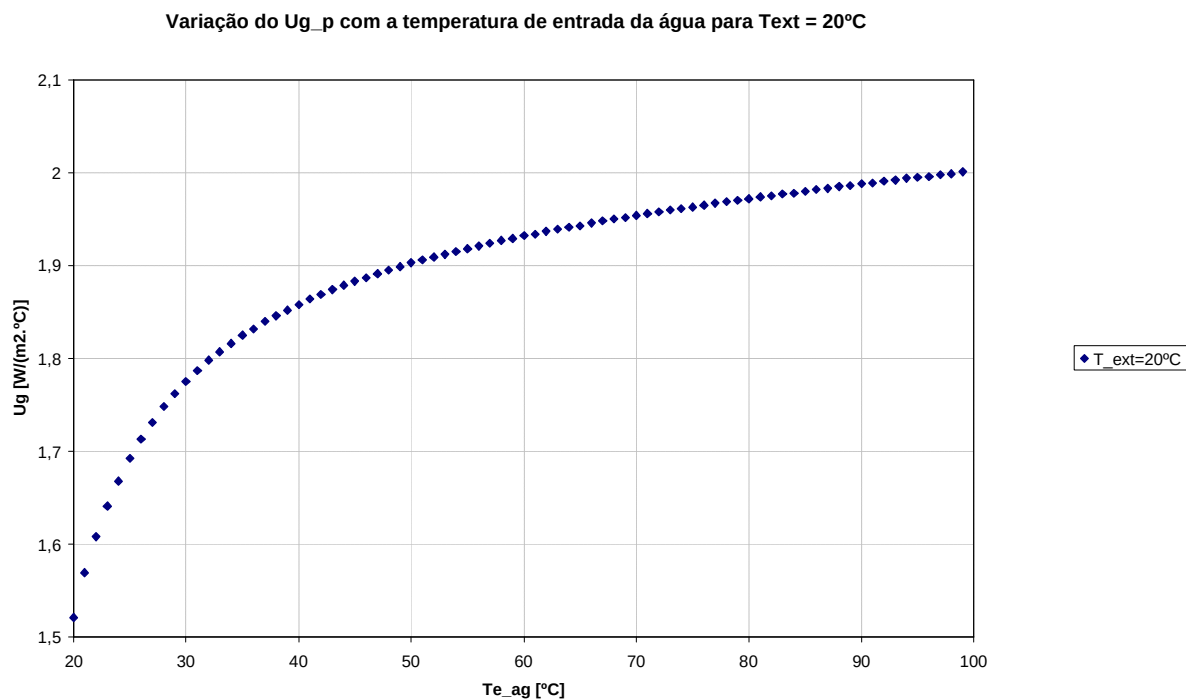


Fig. 86 – Variação do U_{g_p} com a variação da T_{e_ag} para $T_{ext}=20^\circ\text{C}$

Quando se analisa a variação do coeficiente global das perdas na placa relacionadas com a T_{ext} , verifica-se sempre uma variação no sentido do aumento do coeficiente havendo uma transição brusca em algumas curvas devido à alteração do sentido do potencial térmico, isto sempre que a T_{e_ag} é superior à T_{ext} a curva segue a evolução crescente característica.

As curvas de U_g e U_{g_p} para a opção de 90° de inclinação seguem a mesma evolução mas com valores inferiores pelo que se dispensou a sua apresentação neste relatório.

Variação da temp. de saída da água para uma inclinação do colector de 45°

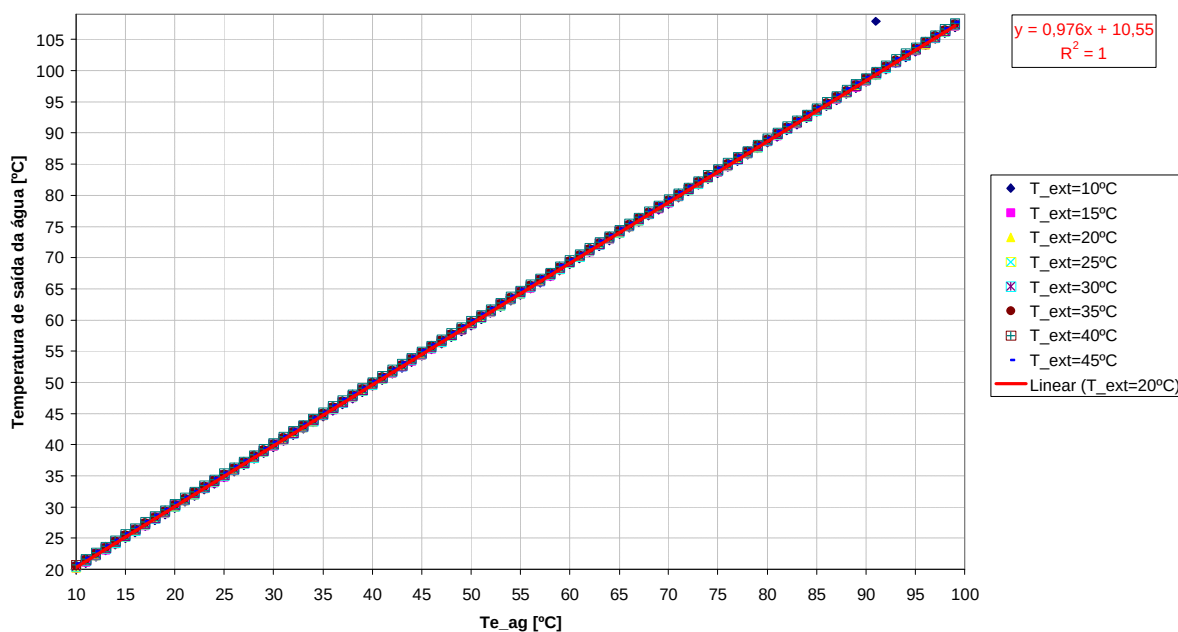


Fig. 87 – Variação da T_{s_ag} com a variação da T_{e_ag}

O aumento da temperatura da água após a passagem pelo colector é quase constante e independente da temperatura da entrada, verificando-se um ganho sempre perto dos 9°C.

A mesma situação acontece com o colector montado com uma inclinação de 90°, apresentando este um ganho ligeiramente superior.

Desta análise pode-se concluir que o ganho térmico da água quase que não depende da T_{e_ag} pois o isolamento do sistema é elevado bem com o factor de eficiência e remoção do calor do colector.

5.1.6. CST_{argv} com a variação da radiação solar incidente

Curva do coef. global de perdas do colector [$U_g=f(T_{e_ag})$] para $T_{e_ag}=45^\circ\text{C}$

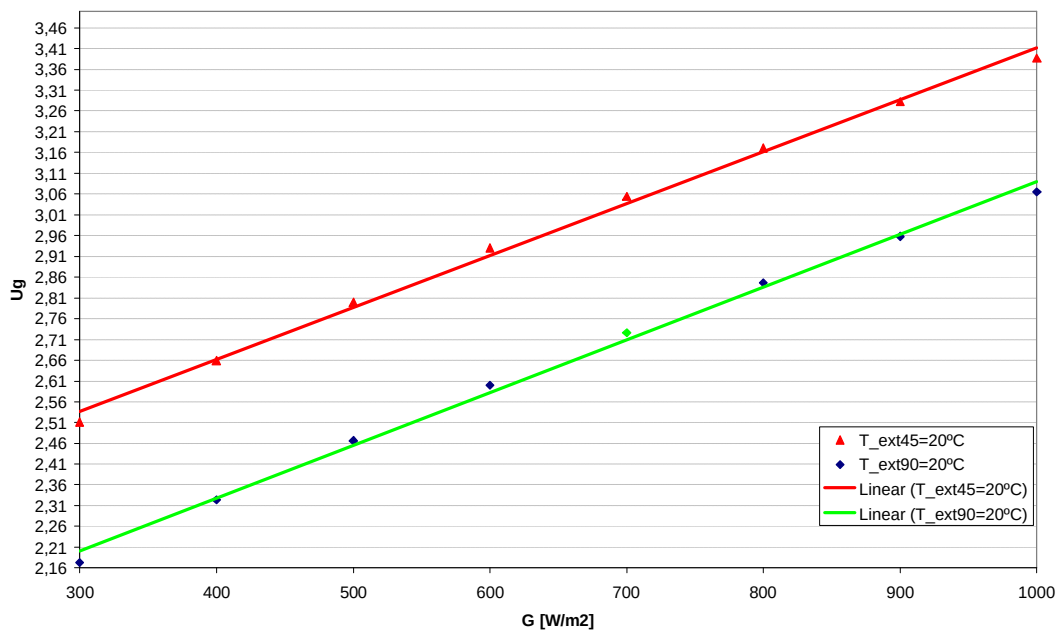


Fig. 88 – Variação do U_g com a variação da radiação solar G

O coeficiente global de perdas aumenta com o aumento da radiação solar e a montagem a 45° apresenta perdas globais ligeiramente superiores.

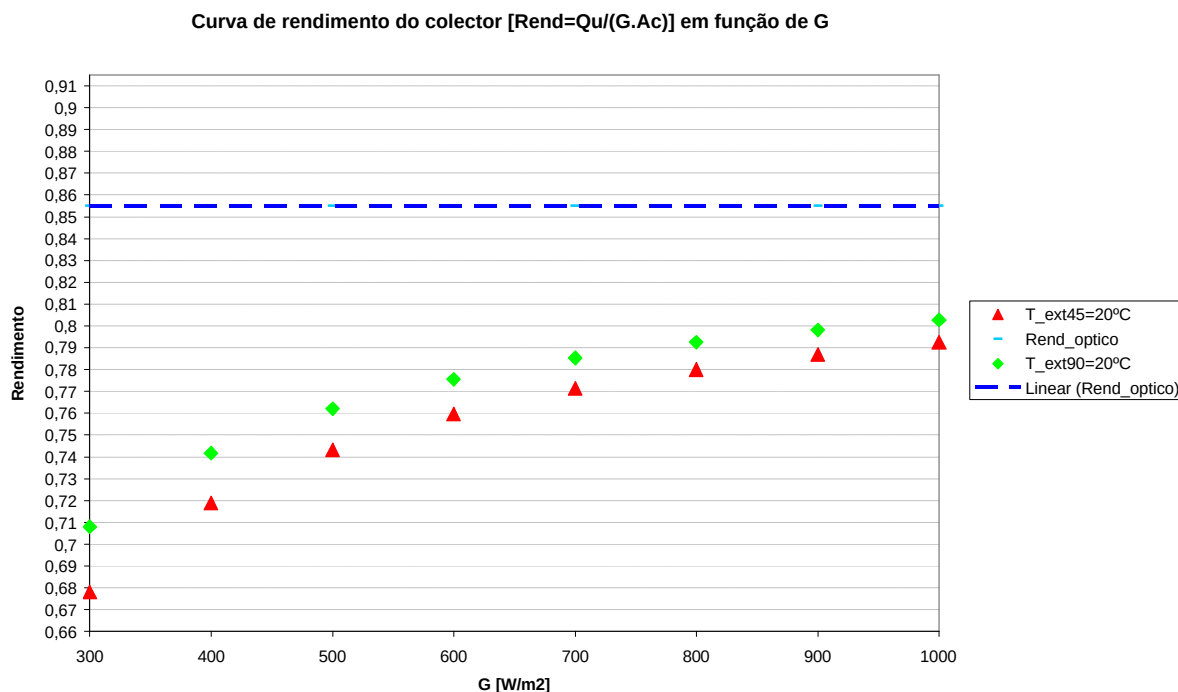


Fig. 89 – Variação do rendimento do colector com a variação da radiação solar G

À medida que a intensidade de radiação incidente aumenta o rendimento dos colectores a 45° e 90° aumenta também. Pode-se observar que o colector montado a 90° tem um rendimento ligeiramente superior para a mesma intensidade de radiação incidente no colector. Convém não esquecer que uma inclinação do colector de 90° reduz significativamente a intensidade de radiação incidente ao longo do dia e do ano.

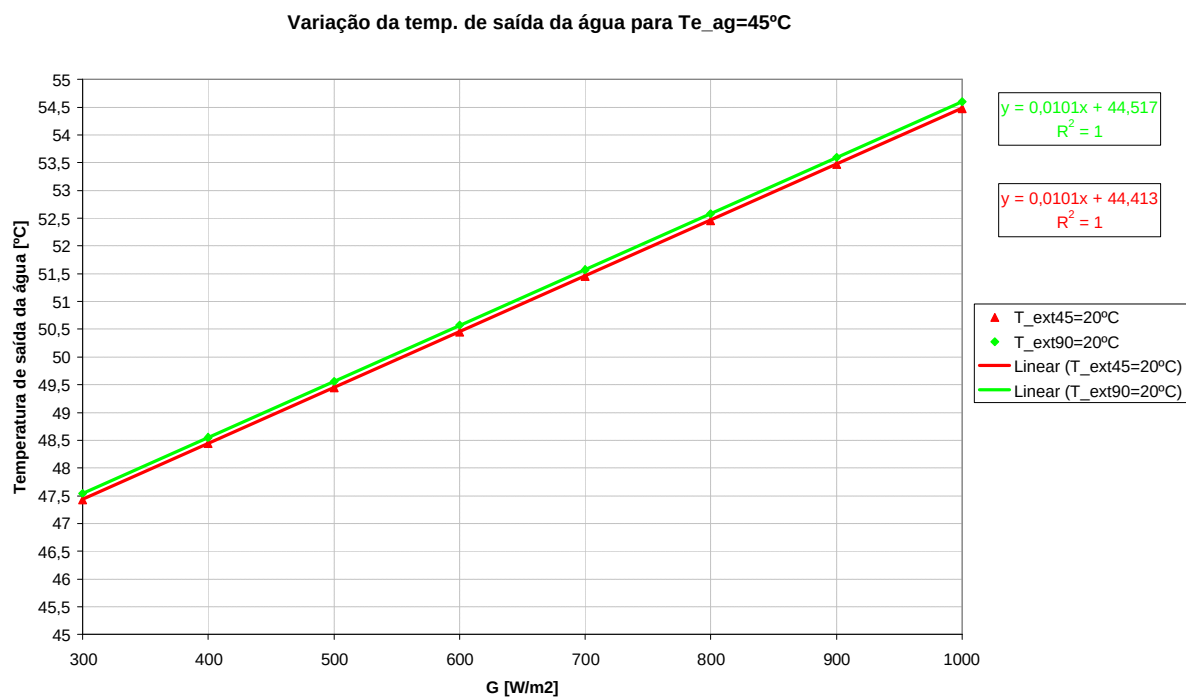


Fig. 90 – Variação da T_{s_ag} com a variação da G

À medida que a intensidade de radiação incidente aumenta a temperatura da água à saída também aumenta para os dois ângulos de 45° e 90° de instalação, apresentando um ganho mínimo de $2,5^{\circ}\text{C}$ para G de 300 W/m^2 e de quase 10°C para $G=1000 \text{ W/m}^2$.

5.2. CST_{45argH} com isolamento a árgon e tubos na horizontal

5.2.1. CST_{45argH} com isolamento a árgon, tubos na horizontal e 45°

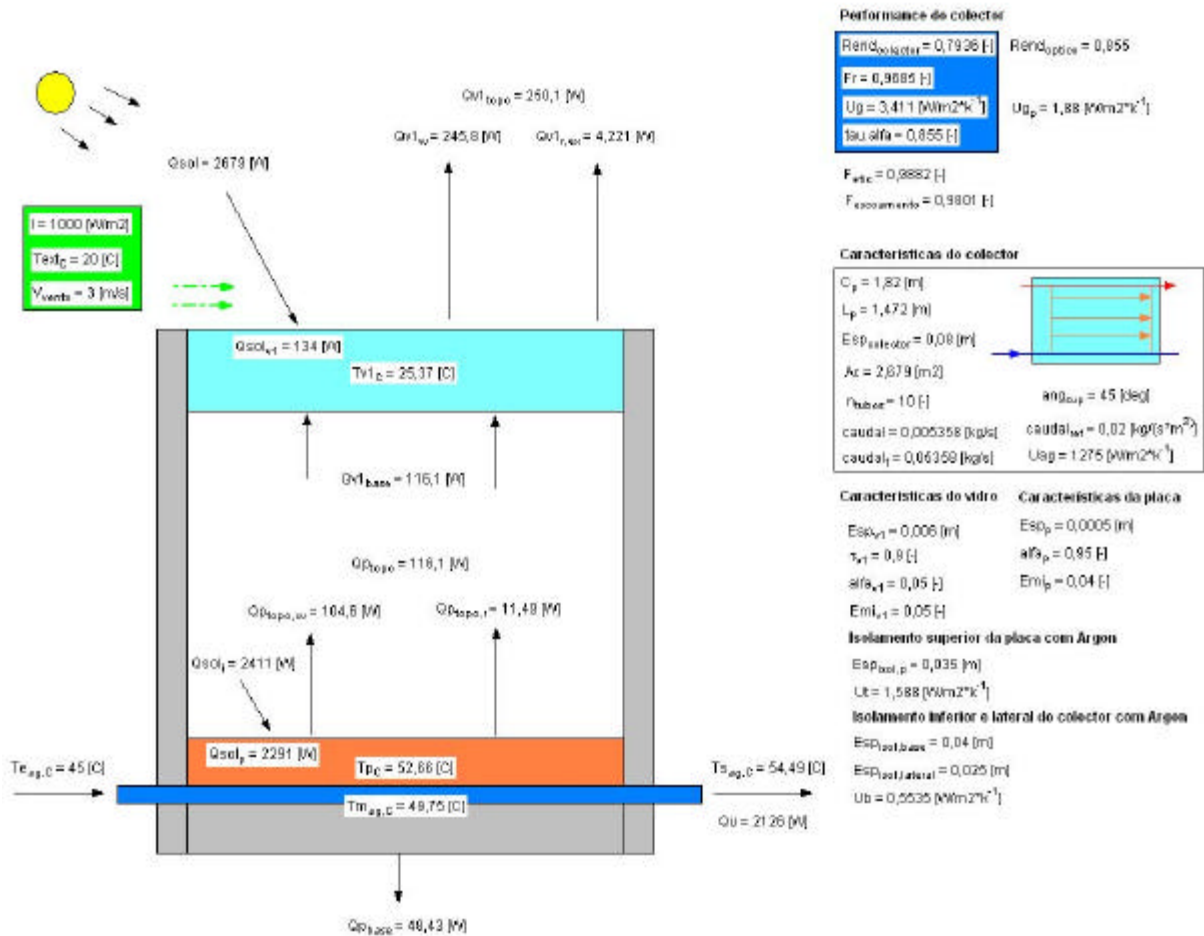


Fig. 91 – Performance do CST_{45argH} com árgon e tubos na vertical

Tab. 15 – Resultados do CST_{45argH} com árgon e tubos na vertical

Rendimento do coletor	? = 79,4%
Produto do factor remoção de calor x rendimento óptico	$F_R \cdot \tau_o = 0,828$
Produto do Fr x Ug (coef. global de perdas do coletor)	$F_R \cdot U_g = 3,302 [W/(m^2 \cdot K)]$
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída	? $T = 9,9^{\circ}C$; $T_{s,ag} = 54,9^{\circ}C$

5.2.2. CST_{90argH} com isolamento a árgon, tubos na vertical e 90°

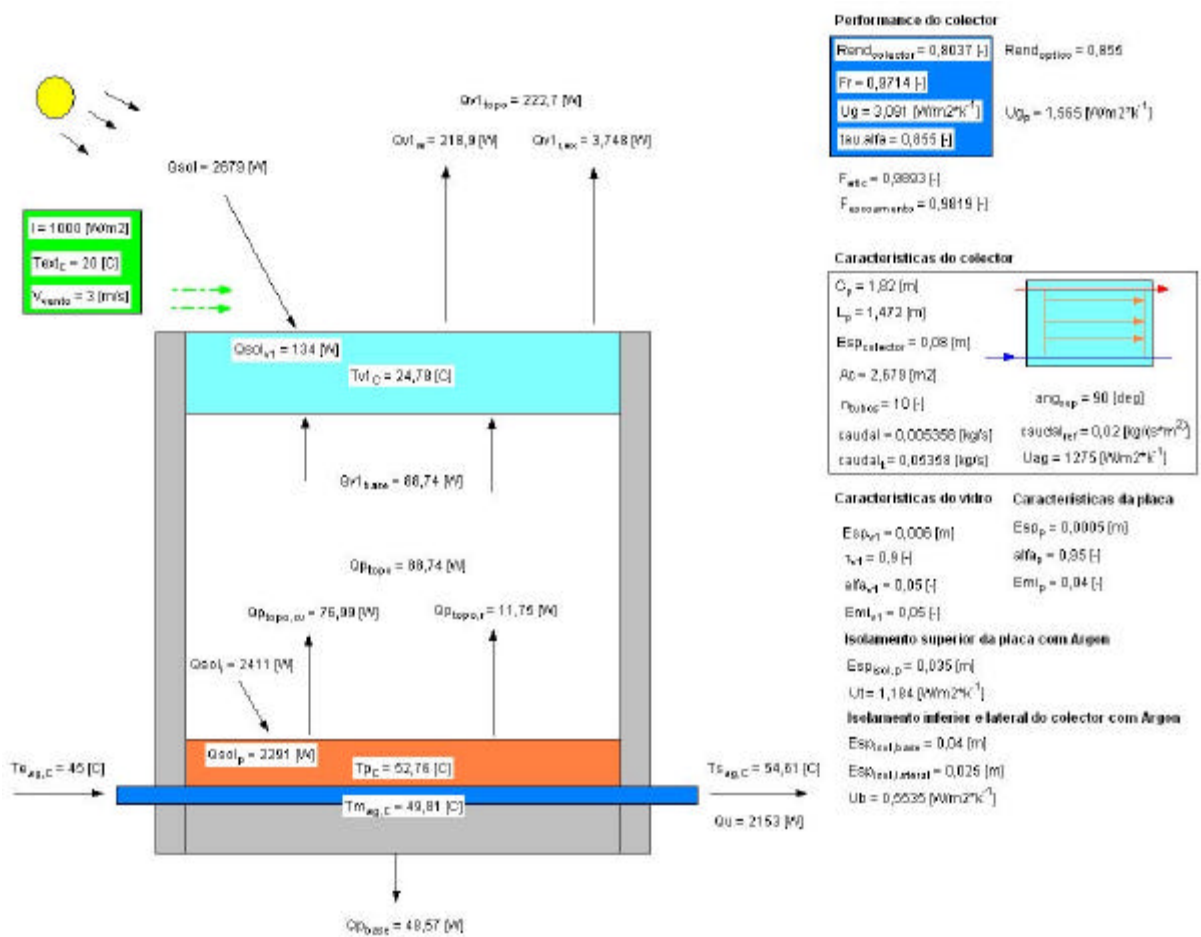


Fig. 92 – Performance do CST_{45argH} com árgon e tubos na horizontal

Tab. 16 – Resultados do CST_{90argH} com árgon e tubos na horizontal

Rendimento do coletor	? = 80,4%
Produto do factor remoção de calor x rendimento óptico	$F_R \cdot \tau_o = 0.8456$
Produto do Fr x U_g (coef. global de perdas do coletor)	$F_R \cdot U_g = 3.057 [W/(m^2 \cdot K)]$
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída	? $T = 9.6^\circ C$; $T_{s_ag} = 54.6^\circ c$

5.3. CST com isolamento a ar e tubos na vertical

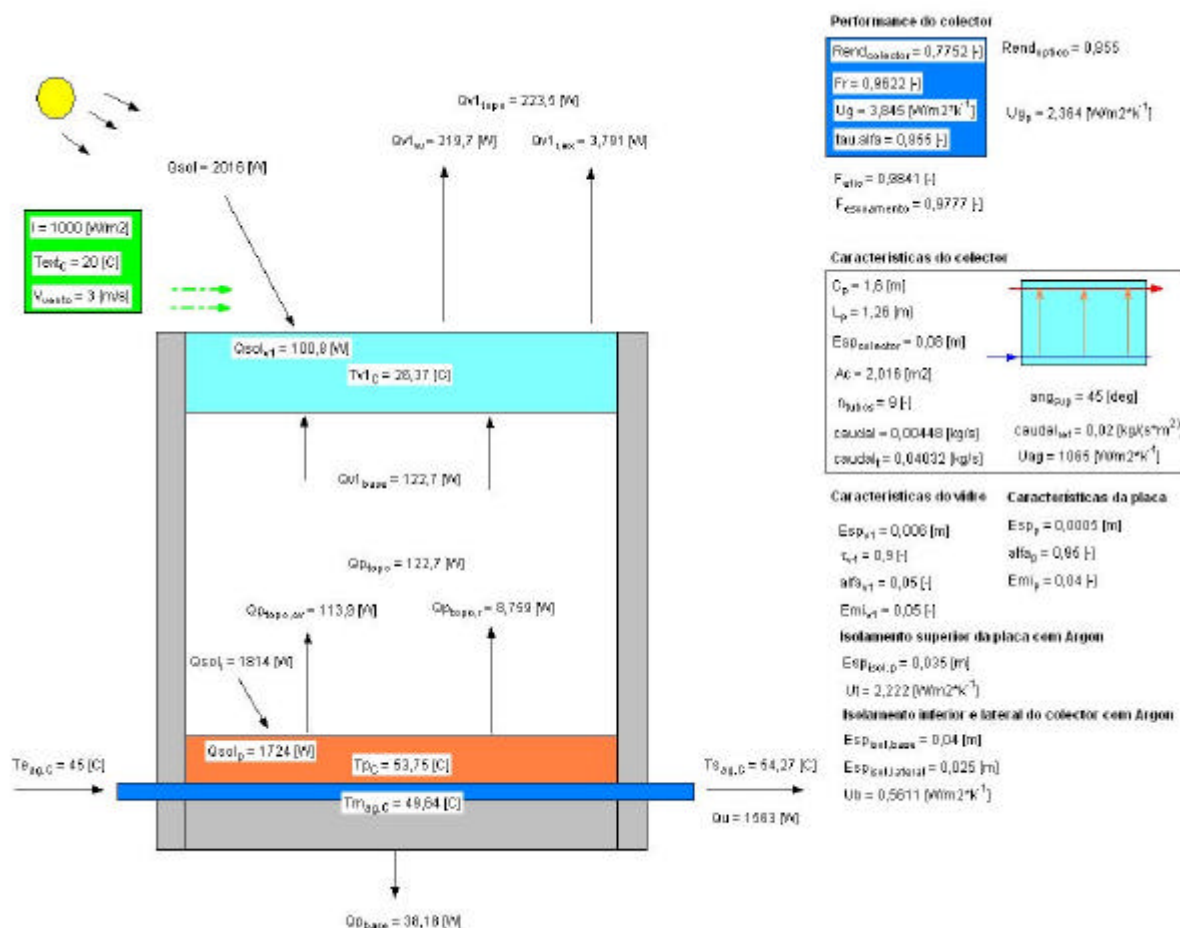


Fig. 93 – Performance do CST_{45arv} com ar seco e tubos na vertical

Tab. 17 – Resultados do CST_{45arv} com ar seco e tubos na vertical

Rendimento do coletor	? = 77,5%
Produto do factor remoção de calor x rendimento óptico	$F_R \cdot \tau_o = 0.8225$
Produto do Fr x U_g (coef. global de perdas do coletor)	$F_R \cdot U_g = 3.699 [W/(m^2.K)]$
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída	? $T = 9.3^\circ C$; $T_{s_ag} = 54.3^\circ C$

5.4. CST com isolamento a krypton e tubos na vertical

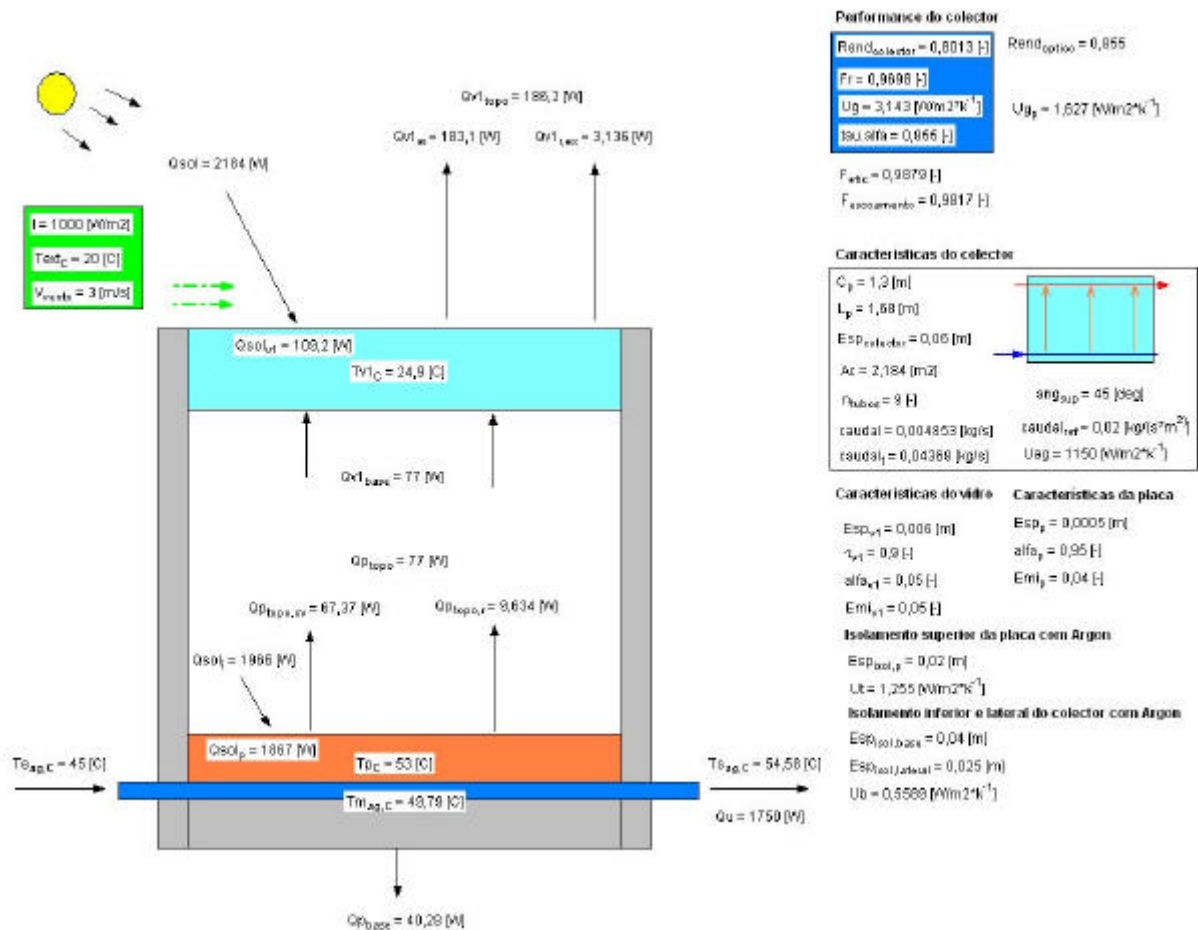


Fig. 94 – Performance do CST_{45kripV} com krypton e tubos na vertical

Tab. 18 – Resultados do CST_{45kripV} com krypton e tubos na vertical

Rendimento do coletor	$\eta = 80,1\%$
Produto do factor remoção de calor x rendimento óptico	$F_R \cdot \eta_o = 0.829$
Produto do Fr x U_g (coef. global de perdas do coletor)	$F_R \cdot U_g = 3.048 [W/(m^2.K)]$
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída	$\Delta T = 9.6^\circ C ; T_{s_ag} = 54.6^\circ C$

5.5. CST com isolamento a xénon 1 e tubos na vertical

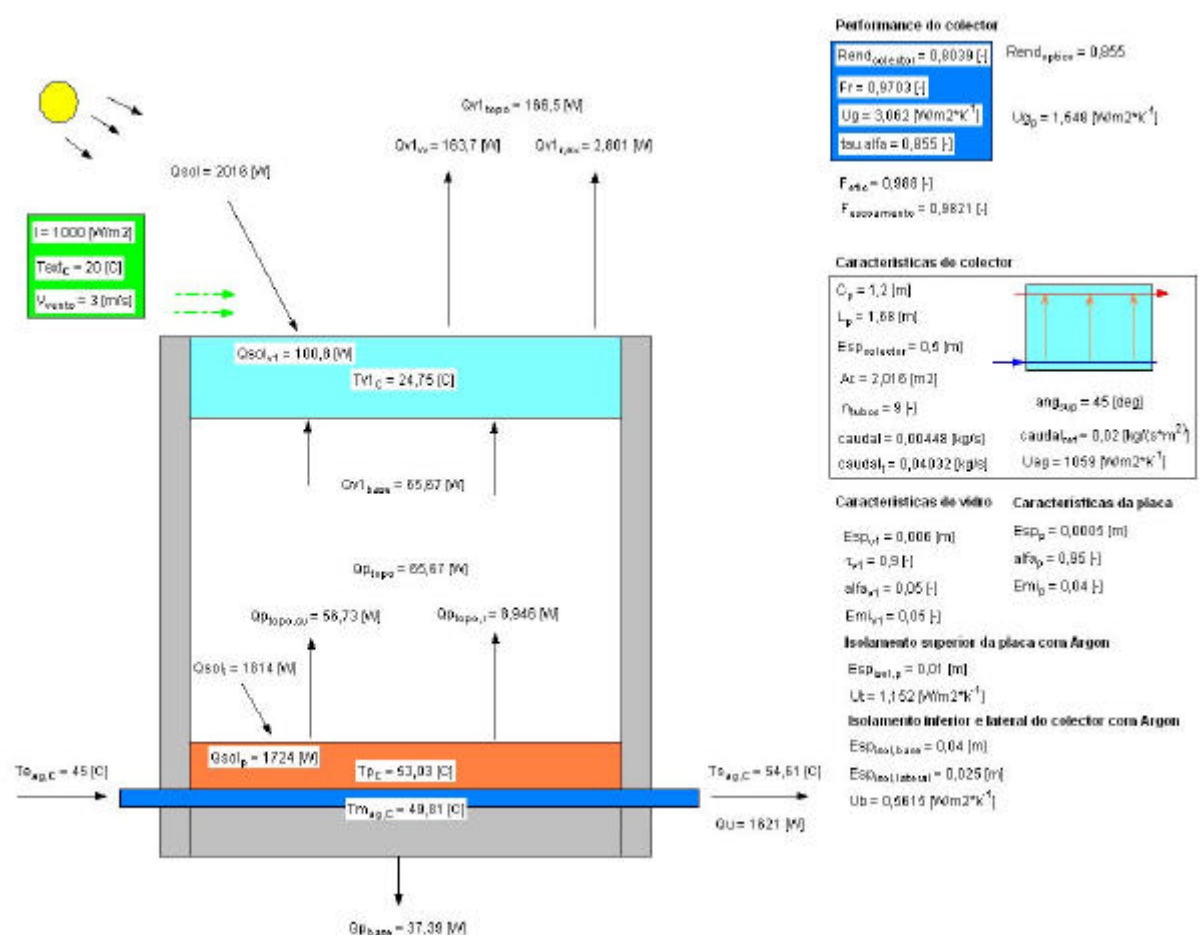


Fig. 95 – Performance do CST_{45xen1V} com xénon 1 e tubos na vertical

Tab. 19 – Resultados do CST_{45xen1V} com xénon 1 e tubos na vertical

Rendimento do coletor	? = 80,0%
Produto do factor remoção de calor x rendimento óptico	$F_R \cdot \eta_o = 0.829$
Produto do $Fr \times U_g$ (coef. global de perdas do coletor)	$F_R \cdot U_g = 2.970 \text{ [W/(m}^2\text{.K)]}$
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída	? $T = 9.6^\circ\text{C}$; $T_{s_ag} = 54.6^\circ\text{C}$

5.6. CST com isolamento a xénon 2 e tubos na vertical

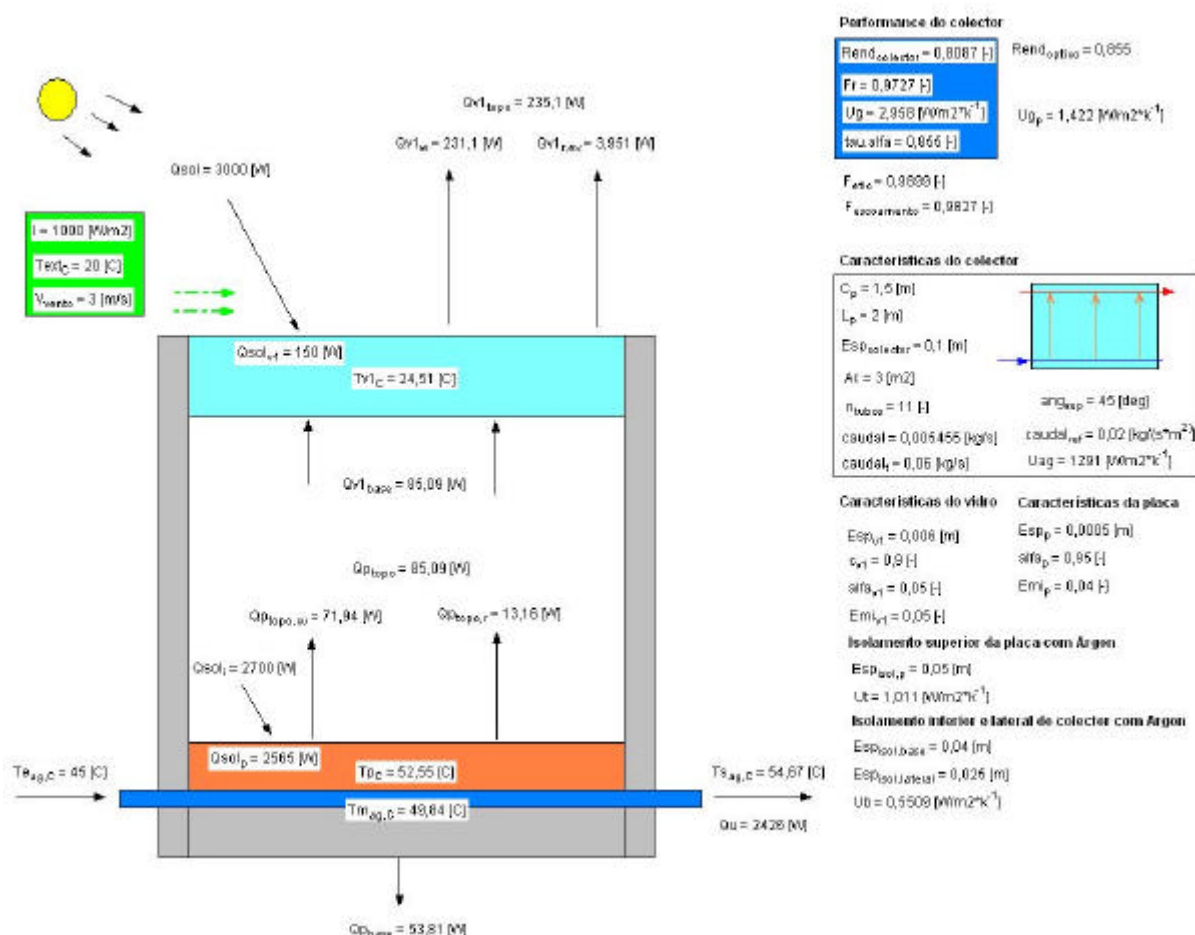


Fig. 96 – Performance do CST_{45xen2V} com xénon 2 e tubos na vertical

Tab. 20 – Resultados do CST_{45xen2V} com xénon2 e tubos na vertical

Rendimento do coletor	$\eta = 80,9\%$
Produto do factor remoção de calor x rendimento óptico	$F_R \cdot \eta_o = 0,832$
Produto do F_R x U_g (coef. global de perdas do coletor)	$F_R \cdot U_g = 2,878 [W/(m^2 \cdot K)]$
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída	$\Delta T = 9,7^\circ C$; $T_{s_{ag}} = 54,7^\circ c$

5.7. Comparativos entre as soluções

5.7.1. Fluxos de calor no vidro

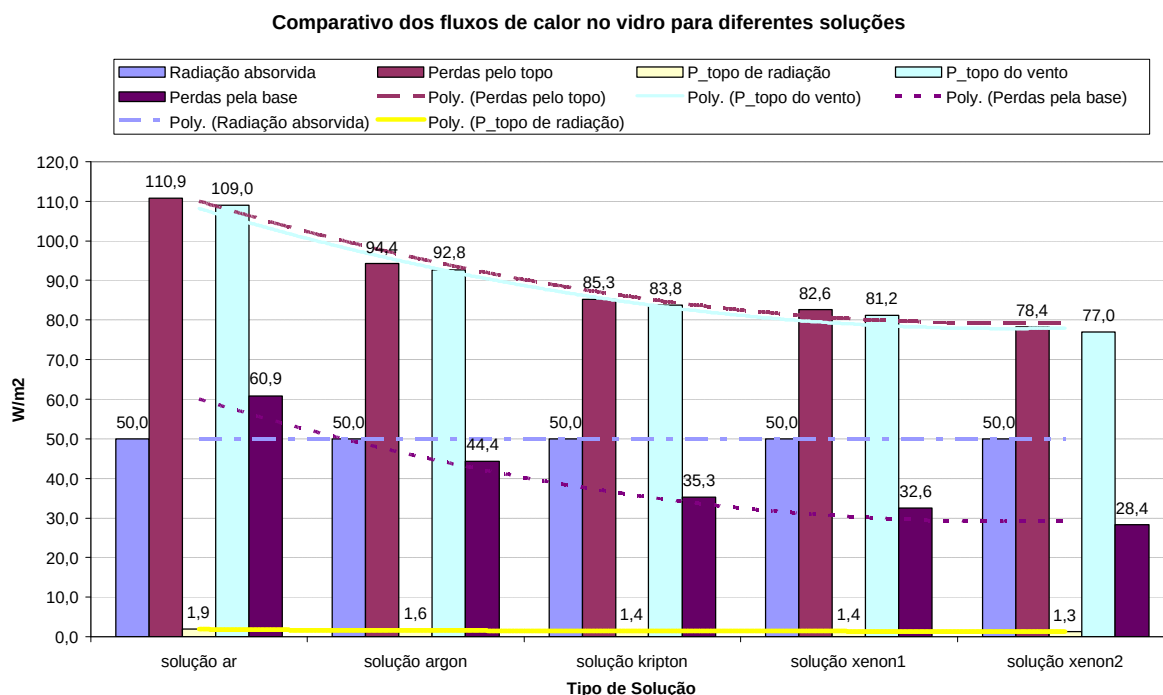


Fig. 97 – Comparativo entre as diferentes soluções – fluxos de calor no vidro

Em todas as soluções verifica-se que as maiores perdas térmicas são pelo topo e quase na totalidade devidas ao efeito da convecção pelo vento. As perdas do vidro por radiação podem ser desprezáveis pois a remoção do calor por acção do vento não permite que este aqueça para valores onde as perdas por radiação possam passar a ser significativas.

Quanto mais nobre for o gás inerte menores são as perdas pelo vidro.

Verifica-se uma correlação entre a diminuição das perdas pela base com a diminuição das perdas pelo topo que estão directamente relacionadas com a diminuição das temperaturas do colector devido a um melhor isolamento deste.

A potência térmica absorvida pelo vidro influencia significativamente o valor das perdas pelo topo já quase a totalidade da energia absorvida é perdida para o exterior e somada às perdas globais.

5.7.2. Fluxos de calor na placa

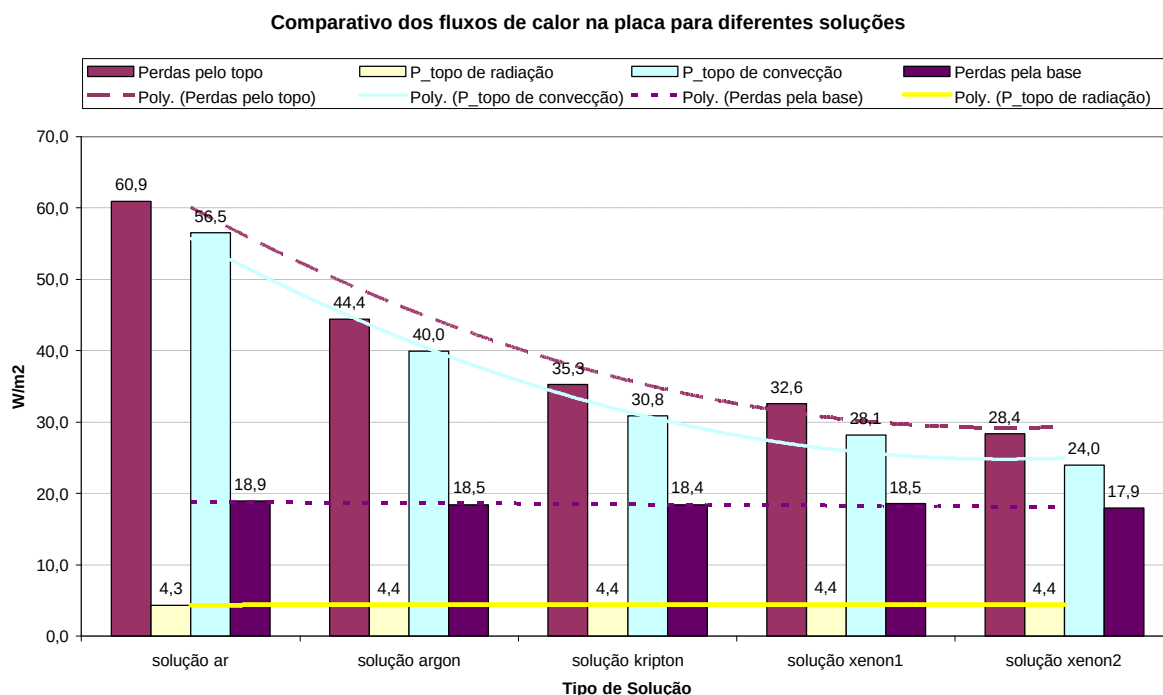


Fig. 98 – Comparativo entre as diferentes soluções – fluxos de calor na placa

As soluções que utilização krypton e Xénon apresentam já uma relação bastante próxima entre os fluxos das perdas por convecção – topo e condução – base o que significa já um bom isolamento do topo para as perdas por convecção. As perdas de radiação apresentam um nível baixo e constante devido ao revestimento selectivo da placa. As pequenas variações devem-se às diferenças da temperatura da placa em cada solução.

As perdas térmicas pelo topo continuam a ser as mais significativas mas apresentam reduções das em 30% no caso do árgon e de 60% para o xénon essencialmente devido ao melhor isolamento entre as superfícies paralelas por redução do efeito da convecção natural.

A solução escolhida – árgon – apresenta uma solução de compromisso entre a redução das perdas térmicas e outras variáveis como o custo e a simplicidade da solução.

5.7.3. Fluxos de calor no colector

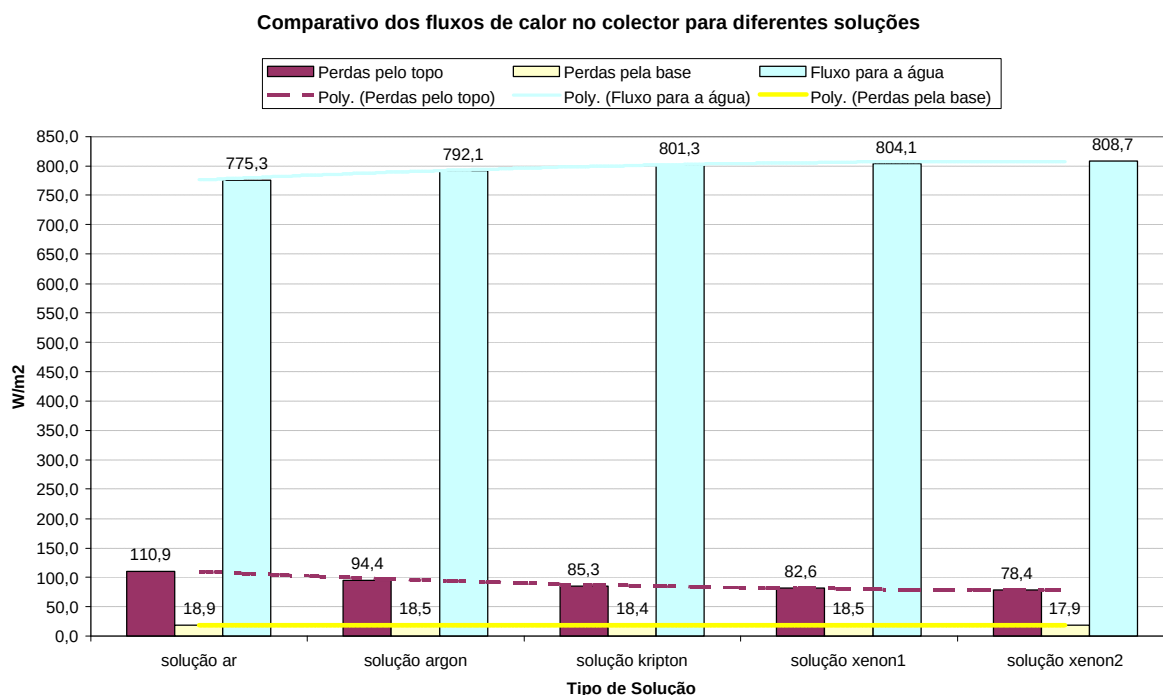


Fig. 99 – Comparativo entre as diferentes soluções – fluxos de calor no colector

Do gráfico acima apresentado mostra-se a evidencia da elevada eficiência das soluções estudadas, por comparação entre a dimensão do fluxo de calor transmitido para a água e a dimensão das perdas térmicas quer pela base quer pelo topo do colector.

O ganho da potência transferida para a água entre a solução com ar e as restantes pode parecer relativamente baixa mas como se trata de um processo continuo estas diferenças acumuladas no tempo podem resultar em ganhos bem significativos quer em termos de economia de consumo em energia como num melhor resposta do sistema às necessidades de consumo, como p.e. um aquecimento mais rápido.

Faz sentido referir que a solução com ar já apresenta um ganho útil bastante bom.

Os valores apresentados referem-se a uma intensidade de radiação de 1000 W/m².

5.7.4. Rendimento e Fr

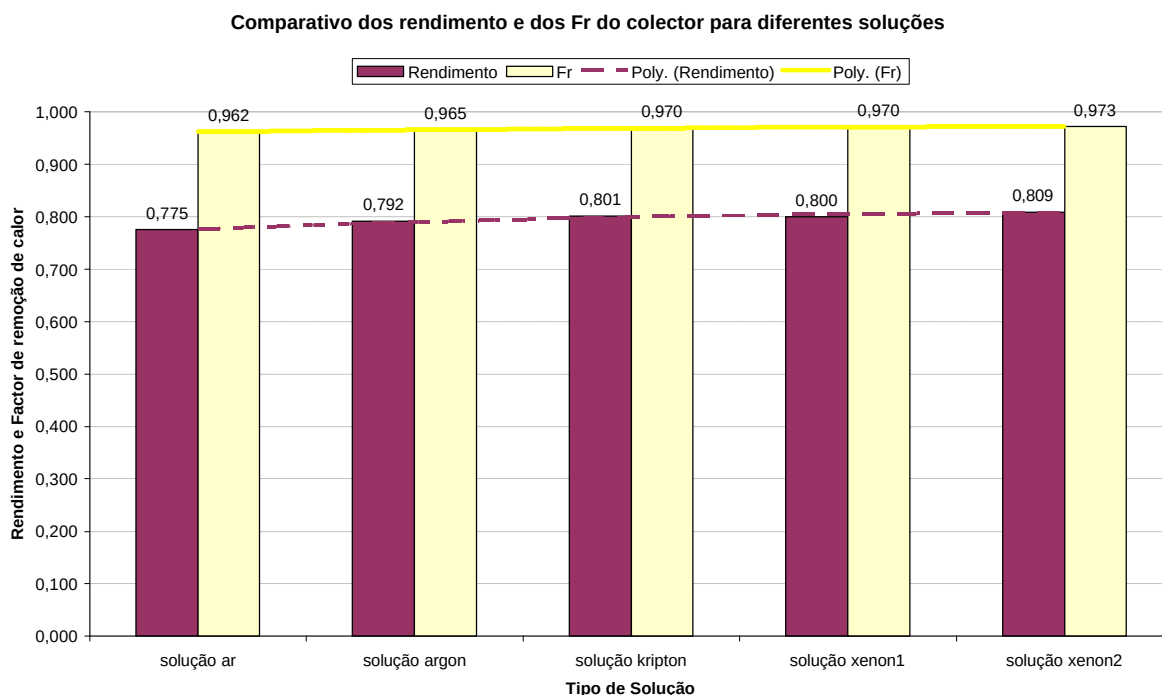


Fig. 100 – Comparativo entre as diferentes soluções – rendimento e Fr

Os valores do factor de remoção do calor apresentados são todos eles muito bons o que reforça o acerto da solução construtiva entre a placa e o tubo. Como era de esperar os valores do rendimento seguem a mesma tendência dos quadros anteriores relativamente às soluções estudadas.

Perante valores de rendimentos tão próximos, faz sentido ponderar outras variáveis importantes para a viabilidade de uma solução técnica/comercial com espaço no mercado de equipamentos para aquecimento de águas domésticas ou AQS.

A sensibilidade com que o rendimento do colector varia com os outros parâmetros pode fazer uma diferença significativa na resposta do sistema. Esta sensibilidade é traduzida pela forma como varia o coeficiente global das perdas em função de temperatura exterior, da temperatura de entrada da água ou mesmo da intensidade da radiação solar.

Assim, quanto melhor for o isolamento e menor a sua dependência à temperatura melhor será a performance do colector.

5.7.5. Coeficientes globais de perda U_g e $U_{g,p}$

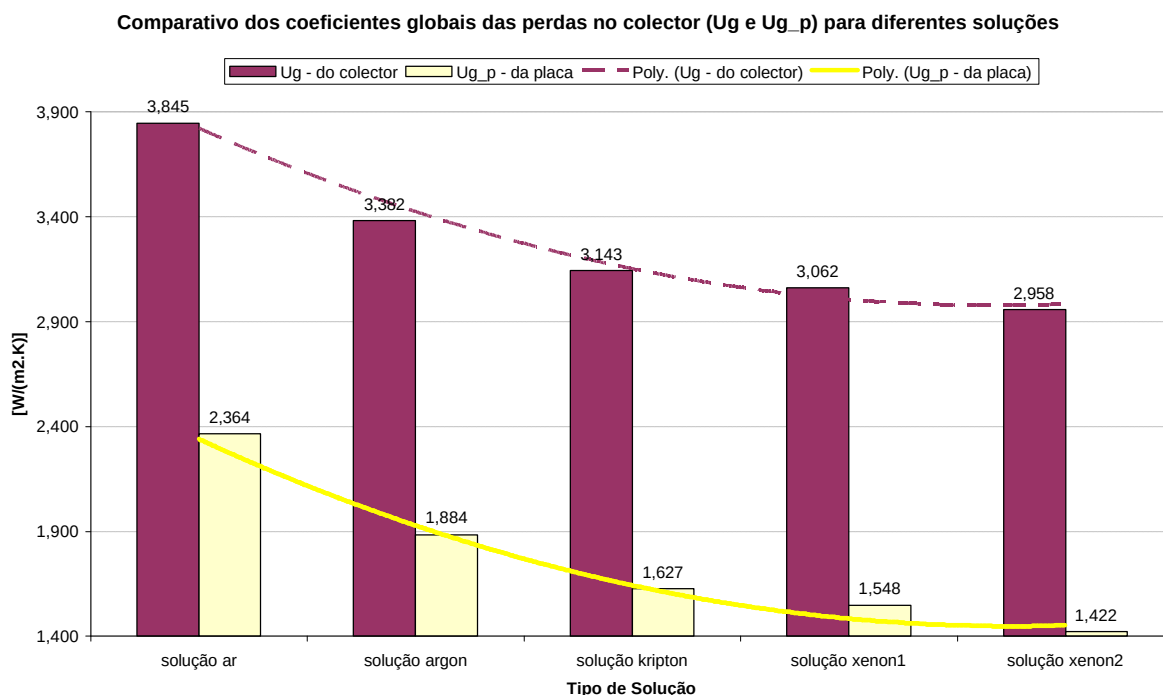


Fig. 101 – Comparativo entre as diferentes soluções – Coeficientes globais de perda U_g e $U_{g,p}$

A diferença dos valores para estes dois coeficientes deve-se ao efeito da energia absorvida pelo vidro da cobertura que ao ser quase totalmente perdido para o exterior afecta o valor das perdas globais.

Assim, quando menor for a potência térmica absorvida pelo vidro menor será o coeficiente das perdas U_g e mais próximo estará do valor de $U_{g,p}$.

Considerando o valor de $U_{g,p}$ a solução xénon2 consegue um valor muito reduzido das perdas globais da placa. Isto significa que uma solução com um vidro de absorção nula permitiria uma melhoria significativa na performance dos colectores solares térmicos.

No final desta análise tudo aponta para uma melhoria da performance dos colectores solares térmicos, para além de passar pelas melhorias do isolamento referidas também terá que passar pela melhora das performances da cobertura.

5.8. Design e aplicação

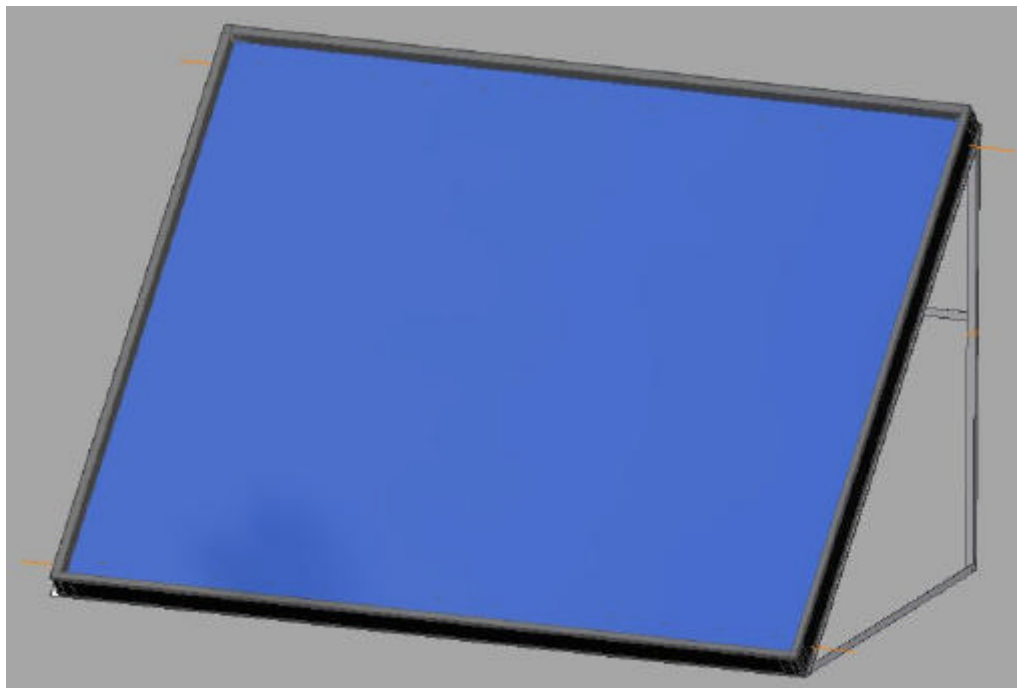


Fig. 102 – CST_{45argV} – Exemplo de uma instalação a 45°

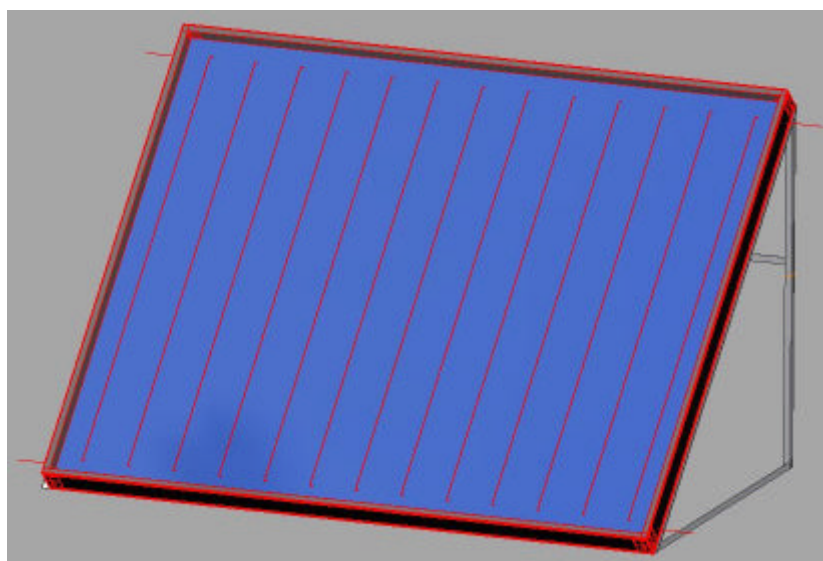


Fig. 103 – CST_{45argV} – Exemplo de uma instalação a 45° com indicação dos tubos de circulação

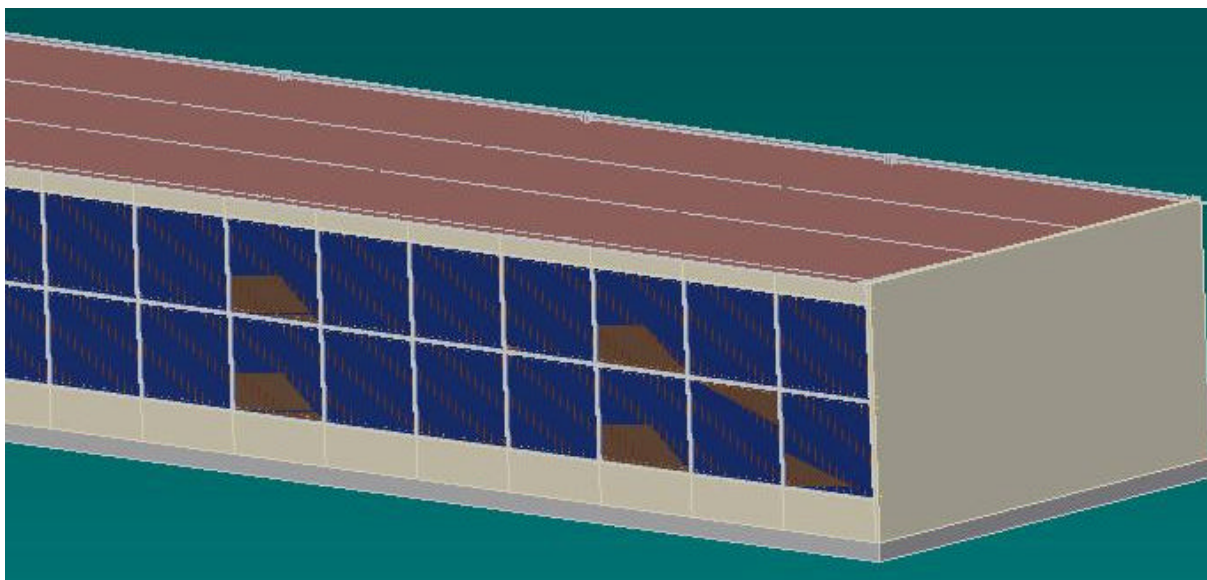


Fig. 104 – CST_{90argV} – Exemplo de uma instalação a 90°

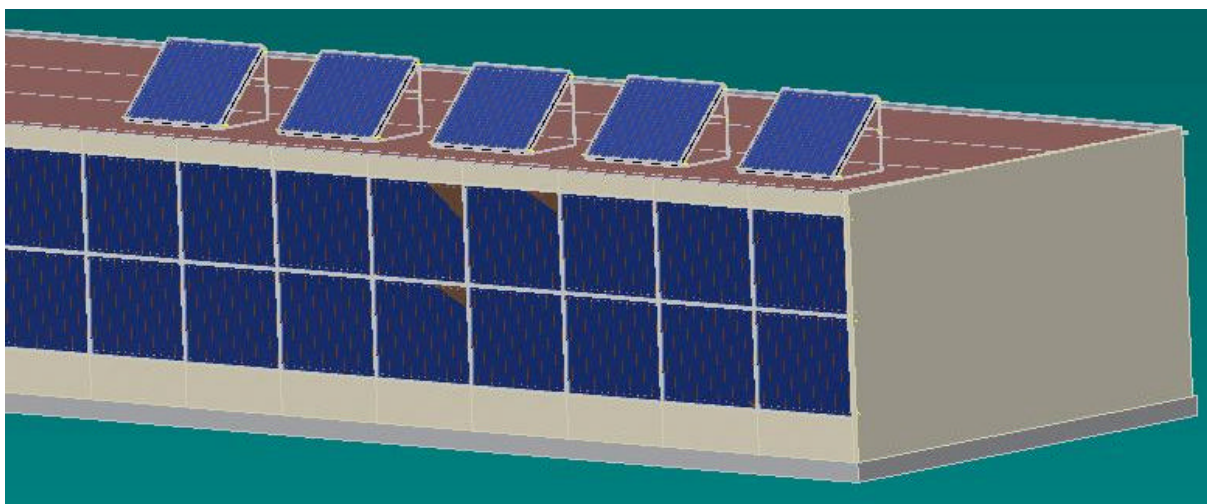


Fig. 105 – CST_{90argV} – Exemplo de uma instalação a 90° com indicação dos tubos de circulação

6. Síntese e Conclusões

6.1. Síntese

O trabalho desenvolvido passou por estudar o comportamento do isolamento térmico da placa de absorção do colector solar térmico considerando os seguintes gases como fluído de isolamento:

- Ar seco
- Árgon
- Kritpon
- Xénon

Depois da definição das melhores configurações para obter o melhor isolamento para cada um dos gases, obtido pelo coeficiente de transferência de calor por convecção natural de espaços confinado entre placas paralelas h_{cvi_p} , foi seleccionada a opção com árgon com uma espessura de 35mm como a melhor opção para desenvolver a soluções do colector.

Esta opção foi seleccionada tendo em consideração o valor relativo do coeficiente de transferência entre os gases estudados e o custo estimado associado a cada opção.

O gás que apresentou o melhor isolamento térmico foi o xénon, 43% melhor que o ar seco, no entanto o seu elevado custo foi determinante na sua exclusão como melhor solução. A solução com árgon apresentou um coeficiente 25% melhor que o ar seco.

Após a escolha da opção a desenvolver foi determinada a área colectora para a superfície de absorção tendo em conta a relação entre a espessura de isolamento da camada isolante e a sua altura de convecção. A dimensão da largura do colector foi definida tendo em conta o DL 80/2006 que define uma área colectora mínima para este tipo de equipamentos de 1 m²/pessoa.

Com as dimensões da área colectora definida passou-se a definir das características da alheta de transferência de calor entre a placa e os tubos de condução do fluído térmico e o seu respectivo caudal de escoamento.

Foi definida uma configuração com rendimento da alheta entre os 98% e 99% e um caudal total de 20gr/s por área colectora obtendo assim um factor de remoção de calor (Fr) de 96.9%, um factor de eficiência (F') de 98.6% e um factor de escoamento (F'') de 98.2%.

O rendimento deste colector (ver fig. 85) é de 80.3% com um coeficiente global de perdas de $3.382 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ para $G=1000 \text{ W}/\text{m}^2$; $V_{\text{vento}}=3\text{m/s}$; $T_{\text{ext}}=20^\circ\text{C}$ e $T_{\text{e_ag}}=45^\circ\text{C}$.

As características mais relevantes da solução encontrada passam pelos seguintes detalhes:

- Placa de absorção de elevada condutibilidade e com revestimento selectivo de oxido de titânio;
- Vidro da cobertura temperado com baixo teor de ferro e elevada transmissibilidade;
- Tubos de circulação do fluído térmico de elevada condutibilidade;
- Fluído térmico à base de uma mistura de água com glicol propileno (por opção de simplificação nos cálculos apresentados foi considerada água);
- Isolamento térmico a árgon;

Foram produzidos resultados para configurações com árgon para os ângulos de instalação a 45° e 90° com a horizontal e para tubos na vertical e horizontal.

Os resultados apresentados para o ar seco, kripton e xénon basearam-se nas dimensões das áreas colectoras para as melhores opções encontradas definidas na tab. 8 e ângulos de 45° e 90° .

Na definição da solução final foi tida em consideração os aspectos contemplados e descritos no anexo C – processo de certificação.

A opção estudada para uma instalação a 90° apesar de ser pior em termos da intensidade da radiação solar recebida, devido a um ângulo de incidência mais desfavorável (ver eq. 3 a 7), a sua utilização poderá ser interessante em instalações em fachadas de edifícios para fazer subir a temperatura de entrada da água de rede para consumo AQS.

A utilização de uma área colectora superior para esta configuração de instalação pode viabilizar este tipo de sistema para o AQS quando o equipamento tem um bom rendimento para intensidades de radiação baixa $300 \text{ W}/\text{m}^2$. Esta configuração está orientada para

aplicações em fachadas, com orientação Sul, de edifícios, podendo tirar partido de uma melhor compatibilidade com os constrangimentos existentes em edifícios de condomínio com várias habitações em altura.

Como é apresentado na figura 79 a solução estudada CST_{90argV} tem um rendimento de 71% para uma intensidade de radiação de 300 W/m², valor aproximado do valor da insolação média da Terra, que apesar de ser um valor mais baixo que os valores correntes nas instalações com uma inclinação otimizada para o ângulo de incidência ao longo do ano, não deixa de ser um valor interessante a considerar.

A par deste estudo teórico foi iniciada a construção de 3 protótipos de colectores solares térmicos em que dois deles estão em fase final de conclusão para entrarem em teste. O 3º protótipo está ainda numa fase muito inicial e resume-se numa configuração para testar uma solução alternativa de ligação por soldadura placa-tubo.

Os dois protótipos em fase de conclusão seguem uma configuração plana mas a sua placa de absorção em vez de ser constituída por uma só peça é constituída por um conjunto de alhetas finas que integram o tubo de circulação do fluído térmico e estão revestidas por um material selectivo à base de cromo e níquel.

No anexo D apresenta-se algumas fotos ilustrativas dos protótipos construídos bem com a sua performance estimada pelo modelo numérico deste trabalho. Espera-se que ainda no presente mês estes protótipos entrem em testes de temperatura para verificação dos valores estimados.

6.2. Conclusões

O estudo e o desenvolvimento efectuado revelou que todas as opções estudadas verificaram rendimentos elevados do colector e todas as que utilizaram gases inertes superam o rendimento obtido da opção com ar seco.

A utilização de gases inertes no isolamento revelou uma redução das perdas globais de calor e uma ligeira melhoria do rendimento obtido, tornando o colector menos sensível à variação da temperatura o que é uma melhoria a ter em consideração.

A redução mais significativa verificada nos coeficientes globais de perdas (U_g) das opções com gás não é transposta numa proporção idêntica ao nível do aumento do rendimento o que leva a concluir que a partir de certos valores de (U_g) as melhorias no isolamento não são mais significativas na redução da sensibilidade do colector à temperatura do que no rendimento.

A característica de absorção do vidro da cobertura revelou, a este nível de isolamento, uma importância significativa para um aumento do aproveitamento da radiação incidente.

O argon mostrou ser o gás que proporciona a melhor solução de compromisso entre isolamento vs rendimento vs custo e o xénon revelou-se como o melhor gás para o isolamento térmico.

A solução do colector desenvolvido confirmou a sua viabilidade económica quer em termos de produção (considerando a restrição descrita no anexo D – análise económica), quer em termos de utilização pelo cliente final.

A viabilidade da solução em termos de eficiência térmica também foi confirmada.

Assim em conclusão, a solução apresentada evidencia um elevado rendimento do colector conforme o que era pretendido e superou mesmo os valores mais frequentes em colectores, ficando em aberto a sua construção de forma a permitir o seu teste em condições reais.

As perspectivas de continuidade deste trabalho passa pela conclusão da construção dos protótipos já em fase final e início dos testes de temperatura e a procura de uma entidade ligada à produção e comercialização de soluções para aquecimento de águas que possa interessar-se pelo desenvolvimento e concretização deste projecto.

O desenvolvimento do protótipo CST 3 poderá ainda apresentar uma inovação relativamente ao tipo de ligação dos tubos à placa pelo que a sua conclusão é aguardada com algum interesse.

7. Referências

Referência	Descrição
[1]	John A. Duffie e William A. Beckman - Solar energy thermal processes – 1974 - John Wiley & Sons, Inc
[2]	J.P. Holman - Heat transfer – 8º Edição – McGraw-Hill, Inc
[3]	S.A. Klein – Engineering Equation Solver V7.934 – F-Chart Software - Programa de cálculo EES
[4]	Frank P. Incropera e David P. De Witt - Fundamentos de transferência de calor e massa — 5ª edição – LTC
[5]	Apontamentos das aulas de Métodos computacionais de energia térmica – 2007/08
[6]]	The solar Keymark
[7]	Norma Europeia EN 12975-2 – Instalações solares térmicas – métodos de ensaio – CEN – Comité Europeu de Normalização - 2005
[8]	Apontamentos das aulas de Energias renováveis 2007/08 - Prof. Armando Oliveira
[9]	Térmica solar – E. Oliveira Fernandes, Armando Oliveira e Eduardo B. Maldonado. Texto didáctico de apoio às aulas da antiga disciplina de Termia Solar – Programa da disciplina energias renováveis 2007/08.
[10]	V.K. Agarwal e D.C. Larson - Journal Solar energy n.27 – 1981 – Calculation of the top loss coefficient of a flat-plate collector
[11]	Lide, David R. - CRC – Handbook of Chemistry and Physics – 2007 – 87 th ed.
[12]	Perry, Robert H 300 - Perry/s Chemical Engineer’s HandBook – 1984
[13]	Frank M. White - Fluid mechanics – 1988 – 2ª ed. McGraw-Hill, Inc

- [14] Zoran Rant – M1c – 1964 - Tabelas termodinâmicas da FEUP -
- [15] Frank Kreith / Jan F. Kreider - Principles of solar engineering – 1978
- [16] Bruce Anderson - Solar energy : Fundamentals in building design – 1977
- [17] Gillett, W.B. - Solar collectors – Test methods and design guidelines –
Solar energy R&D in the European - 1985
- [18] Community – D. Reidel Publishing Company
- [19] Solarterm – Software - Ineti
- [20] Godfrey Boyle - Renewable energy : Power for a sustainable future – 1996
- [21] Renewable energy 30 (2005) 1177-1194
- [22] Tabelas Ashrae [35] – Duct Design

A) Anexo A - Processo de certificação

1) Identificação das entidades de certificação

Um colector solar térmico pode ser certificado por qualquer umas das seguintes entidades quer em Portugal quer na Europa.

- Certif
- Keymark
- Dincertco

2) Teste do processo de certificação

Os ensaios de teste, para definir as características de fiabilidade e performance, efectuados ao equipamento durante o processo de certificação são os seguintes:

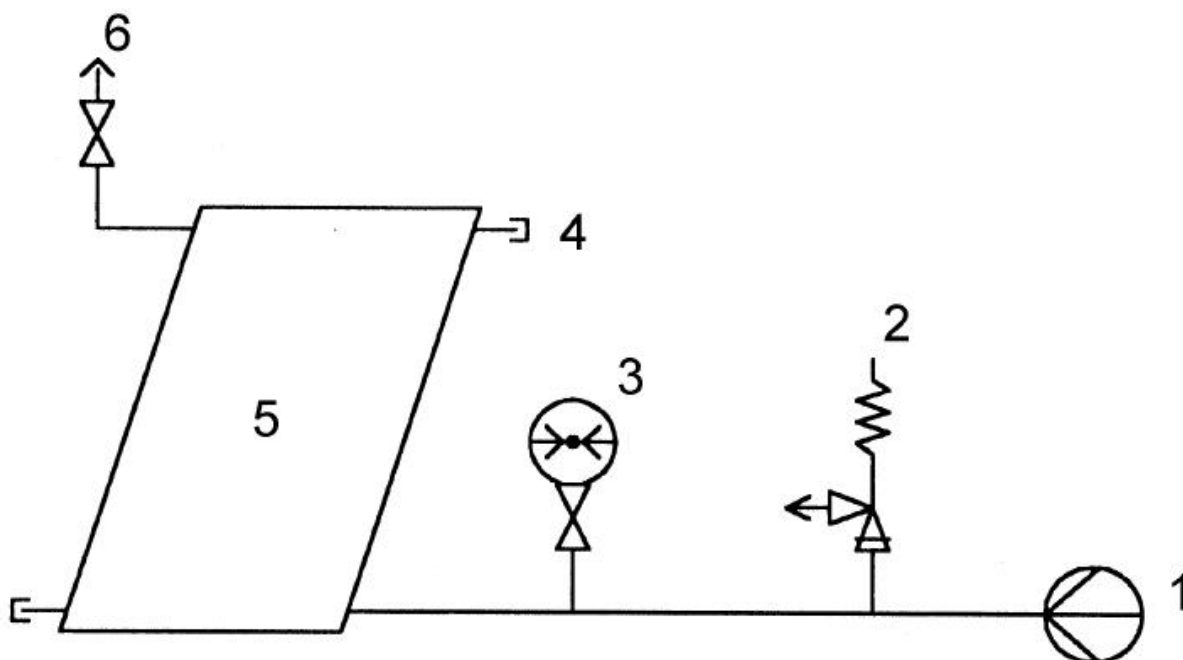
- Pressão interna
- Resistência a temperaturas elevadas
- Exposição
- Choque térmico externo
- Choque térmico interno
- Vedação contra infiltrações da chuva
- Resistência ao gelo
- Esforço mecânico
- Performances térmica

3) Ensaio da pressão interna

O objectivo é qual nível potencial da pressão de serviço que o colector pode resistir.

O teste é feito para uma gama de temperaturas ambiente entre os 5°C e 30°C e uma pressão de serviço máxima de 1.5 vezes superior à pressão de serviço especificada pelo fabricante, durante 15 minutos.

Durante o teste são feitos controlos para apurar fugas, deformações e dilatações.



1 – Fonte de pressão hidráulica

2 – Válvula de segurança

3 – Manómetro

4 – Tubo (que contém o fluído) obturado através de uma porca zanolha

5 – Colector solar

6- Purga

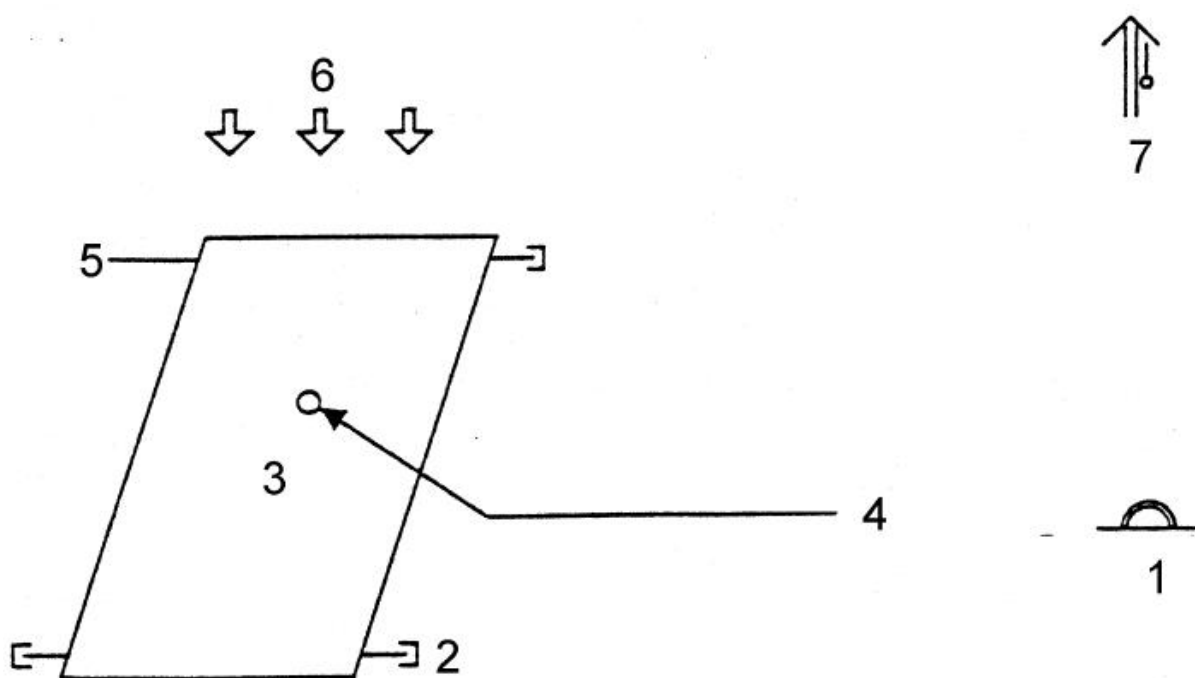
Fig. 106 - Esquema do ensaio de pressão interna para colectores inorgânicos

4) Ensaio à resistência a temperaturas elevadas

O objectivo é de apurar se o equipamento resiste a elevados níveis de radiação solar sem ter falhas como deformações da cobertura ou da estrutura, quebra do vidro, deterioração de elementos interno, emissões de gases proveniente dos seus materiais constituintes.

A duração mínima do ensaio é de uma hora e as condições impostas são:

- Radiação solar global $G=1000 \text{ W/m}^2$;
- Temperatura ambiente entre 20 e $40 \text{ }^\circ\text{C}$;
- Velocidade do vento $< 1\text{m/s}$;



- | | |
|---|--|
| 1 – Piranómetro | 4 – Sonda de temperatura fixada sobre o absorvedor |
| 2 – Tubo (que contem o fluído)
obturado através de uma porca zarolha | 5 – Tubo não obturado |
| 3 – Colector | 6- Radiação solar natural ou simulado |
| | 7 - Sonda de temperatura do ar ambiental |

Fig. 107 - Esquema do ensaio de resistência a temperaturas elevadas

5) Ensaio de exposição

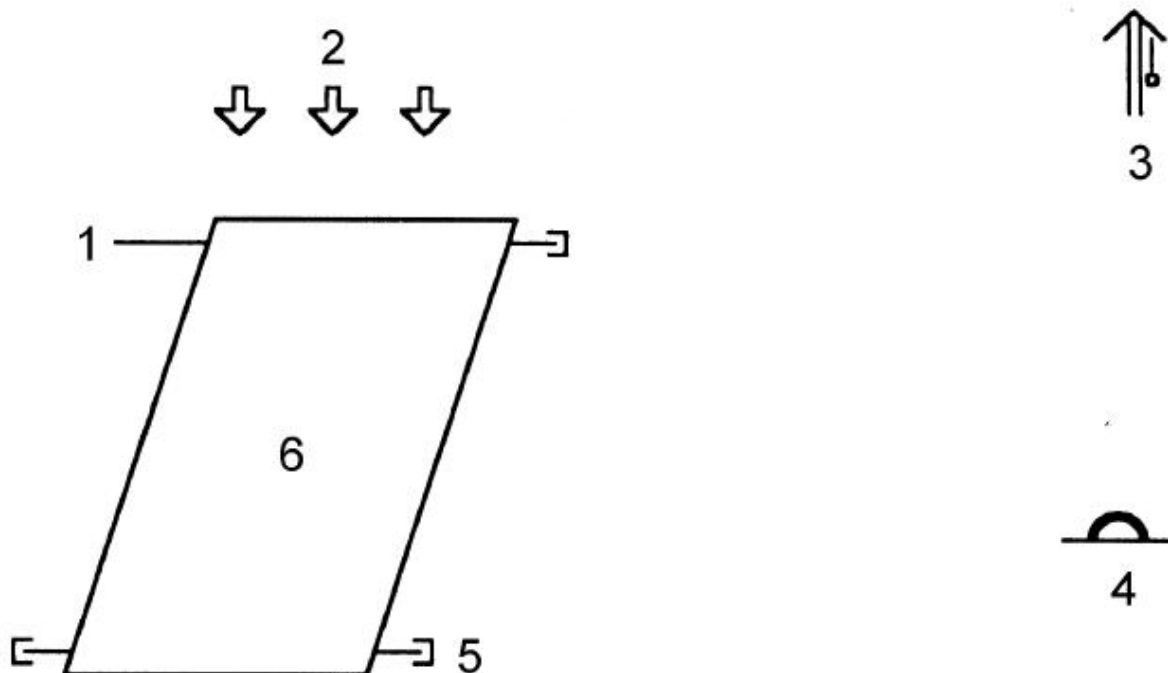
O ensaio de exposição prevê uma série de ensaios de fiabilidade, que procura simular as condições de funcionamento em serviço normal com a estabilização das condições de funcionamento do mesmo. Este ensaio permite a estabilização do equipamento de forma a qualificar os ensaios seguintes e o conjunto de resultados repetitivos.

O colector é exposto durante 30 dias não necessariamente consecutivos, mas com uma exposição mínima consecutiva de 30 minutos, a uma radiação solar mínima de 14 MJ/m²

As condições mínimas impostas pelo ensaio são:

- Radiação solar global instantânea $G=850 \text{ W/m}^2$;
- Radiação solar global $H=14 \text{ MJ/m}^2$;
- Temperatura do ambiente $t_a=10 \text{ }^\circ\text{C}$;

O equipamento é controlado permanentemente durante o tempo do ensaio de forma a detectar todas as falhas, degradações e deformações.



1 – Tubo não obturado

4 – Piranómetro sobre a placa do colector

- | | |
|---|--------------------------------|
| 2 – Radiação solar natural | 5 – Tubo (que contem o fluído) |
| 3 – Sonda de temperatura do ar ambiente | 6- Colector |

Fig. 108 - Esquema do ensaio de exposição

6) Ensaio ao choque térmico externo

Os colectores podem ocasionalmente serem expostos a chuvas torrenciais súbitas em dias particularmente quentes e ensolarados, provocando um choque térmico externo importante. Este ensaio tem por objecto avaliar a capacidade de resistência do colector em absorver tais choques térmicos sem estar a apresentar insuficiências ou falhas.

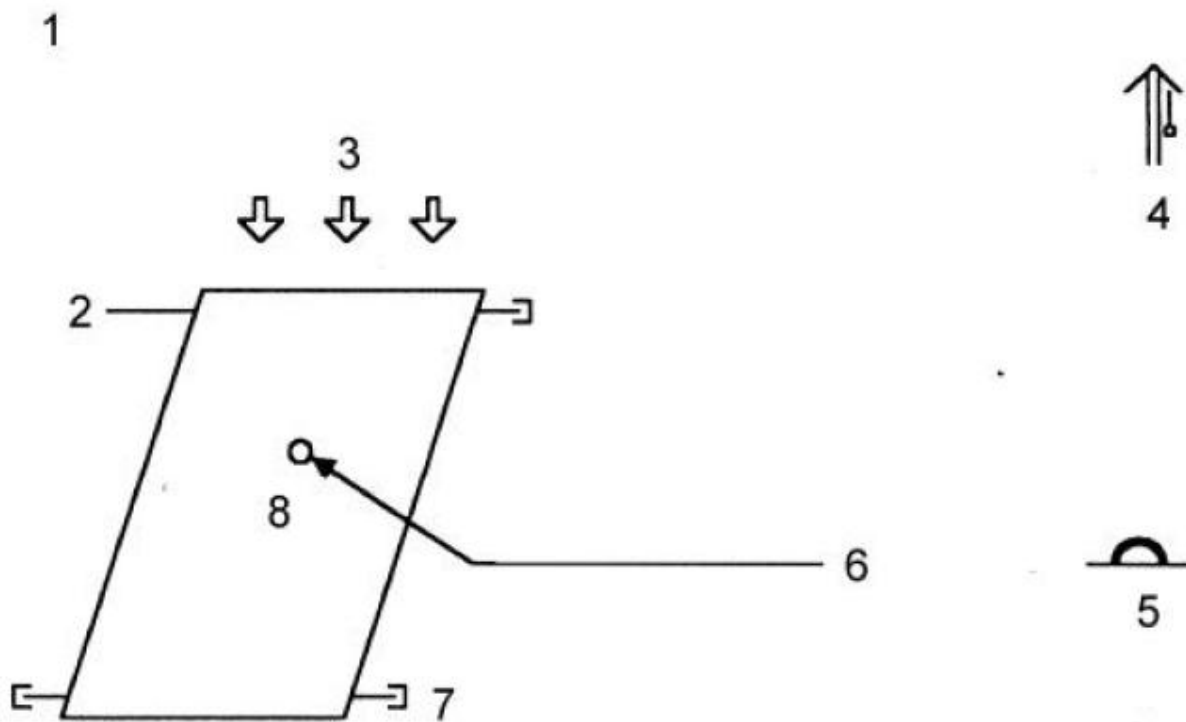
As condições mínimas impostas pelo ensaio são:

- Radiação solar global instantânea $G > 850 \text{ W/m}^2$;
- Radiação solar global $H = 14 \text{ MJ/m}^2$;
- Temperatura do ambiente $t_a > 10 \text{ }^\circ\text{C}$;

A temperatura do jacto de água deve ser inferior a 25°C e o seu caudal deve estar compreendido entre 0.03 kg/s e 0.05 kg/s por m^2 de área colectora.

O primeiro jacto pode ter uma temperatura superior a 25°C .

O controlo passa por detectar todas as fissuras, deformações, condensações, infiltrações de água ou outras falhas.



- | | |
|---|--|
| 1 – Pulverização de água sobre todas as faces | 5 - Piranómetro sobre a placa do colector |
| 2 – Tubo não obturado | 6 – Sonda de temperatura sobre a placa do colector |
| 3– Radiação solar natural ou simulada | 7 - Tubo (que contem o fluído) |
| 4 – Sonda de temperatura do ar ambiente | obturado através de uma porca zanolha |
| | 8- Colector |

Fig. 109 - Esquema do ensaio de choque térmico externo

7) Ensaio ao choque térmico interno

Os colectores podem, em dias quentes e ensolarados, ocasionalmente serem objecto de uma admissão súbita de fluido frio que provoca um choque térmico interno importante, como por exemplo, após um período de paragem quando a instalação é posta em serviço, o colector está à temperatura de estagnação e fluido a uma temperatura fria.

Este ensaio tem por objectivo avaliar a capacidade de resistência do colector em absorver tais choques térmicos sem apresentar insuficiências ou falhas.

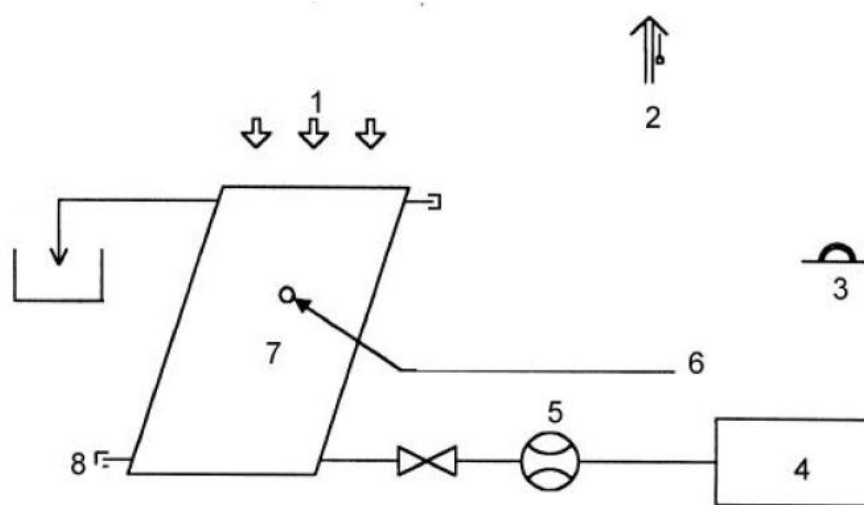
O colector é mantido a um nível de radiação solar elevado durante um período de 1 h antes de ser arrefecido pelo fluido com uma duração mínima de 5 min. ou até que a temperatura da placa de absorção desça abaixo dos 50 °C.

As condições mínimas impostas pelo ensaio são:

- Radiação solar global instantânea $G > 850 \text{ W/m}^2$;
- Radiação solar global $H = 14 \text{ MJ/m}^2$;
- Temperatura do ambiente $t_a > 10 \text{ °C}$;

A temperatura do fluido deve ser inferior a 25°C e o seu caudal mínimo recomendado é de 0.02 kg/s por m² de área colectora, salvo alguma especificação contrária do fabricante.

O controlo para pela detecção de fissuras, deformações, infiltrações de água ou outra falhas.



- | | |
|---|---|
| 1 – Radiação solar natural ou simulada | 5 – Medidor de caudal |
| 2 – Sonda de temperatura do ar ambiente | 6 – Sonda de temperatura sobre a placa do colector |
| 3 – Piranómetro sobre a placa do colector | 7 – Colector |
| 4 – Fonte de fluido de circulação | 8 – Tubo (que contem o fluído)
obturado através de uma porca zarolha |

Fig. 110 - Esquema do ensaio de choque térmico externo

8) Ensaio de vedação contra infiltrações da chuva

Este ensaio é aplicável unicamente aos colectores com cobertura envidraçada e é destinado a avaliar o grau de resistência a infiltrações à água de chuva. Os colectores devem geralmente evitar qualquer infiltração de água da chuva normal ou forçada.

Os colectores podem ter orifícios de ventilação e de evacuação, mas estes que não podem permitir a infiltração de água de chuva.

As faces expostas do colector devem ser objecto de uma pulverização, através de tubagens ou planos de pulverização.

Detecção das infiltrações de água

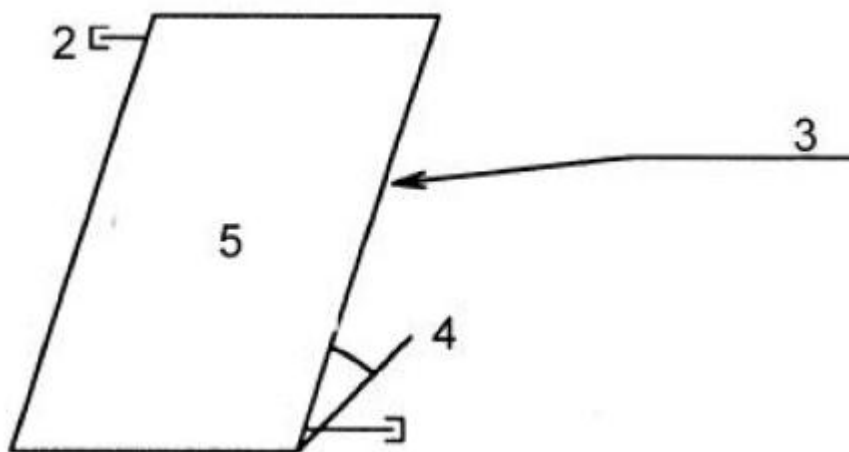
Isto pode ser efectuado fazendo circular água quente a cerca de 50 °C na placa de absorção ou expondo o colector a uma radiação solar.

A infiltração de água no colector deve ser determinada por exame (procurando a presença de gotinhas de água, condensação sobre a parte envidraçada da cobertura ou outros sinais visíveis) e através de um dos seguintes métodos.

- Por pesagem do colector
- Por medição da humidade
- Por medição do nível de condensação

O aquecimento do colector é anterior à pulverização de água de forma assegurar que a caixa do colector está seca no início do ensaio.

O colector é sujeito a uma pulverização de água a uma temperatura inferior a 30 °C e um caudal superior à 0,05 kg/s por metro quadrado de superfície de pulverização. A duração do ensaio deve ser de 4 h.



1 - Pulverização

2 - Tubo (recipiente

3 - Face inferior

4 - Inclinação

5 - Colector

Fig. 111 - Esquema do ensaio à vedação contra infiltrações da chuva

9) Ensaio à resistência à congelação

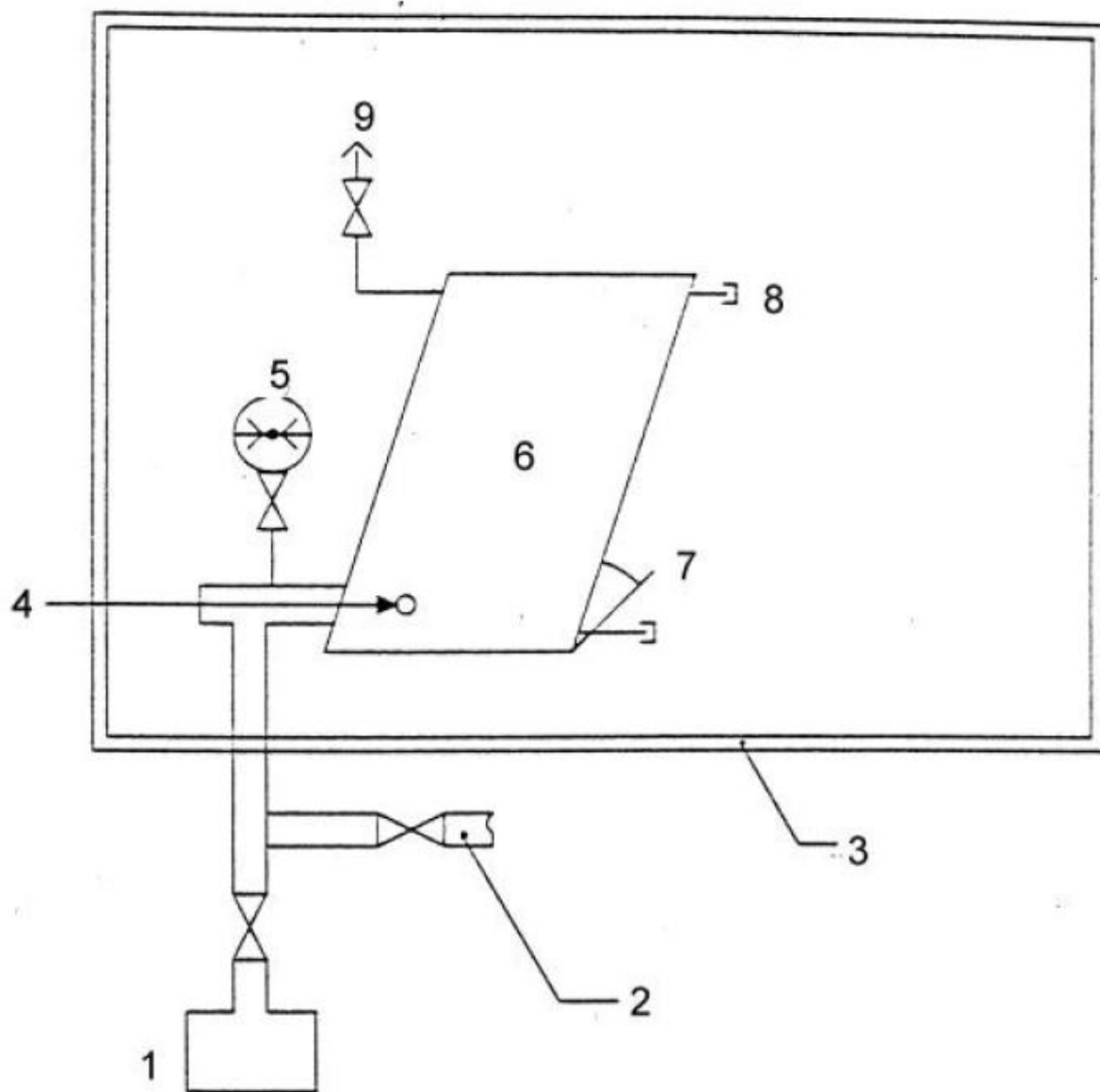
Este ensaio tem por objecto avaliar o nível de resistência ao gelo e aos ciclos de congelação e descongelação dos colectores que permitem o aquecimento do fluído térmico, isto poder dizer que são resistentes ao gelo. O ensaio não é destinado aos colectores cujo manual de instalação indica claramente que podem ser utilizados unicamente com um fluído anticongelante.

Este ensaio é aplicado por métodos diferentes segundo os modos de operação recomendado:

- modo operacional para colectores declarados como resistentes ao gelo quando são preenchidos de água; e
- modo operacional para colectores declarados igualmente resistente ao gelo uma vez purgados.

O interior do absorver deve ser mantido à uma temperatura (de -20 ± 2) °C durante pelo menos 30 min. após a fase de congelação do ciclo em causa e depois levado à uma temperatura superior a 10 °C durante a fase descongelação deste mesmo ciclo. A duração mínima da fase de descongelação deste ciclo deve ser superior a 30min.

O colector é objecto de um controlo a fim de detectar fugas, rupturas ou outras deformações.



1 – Fornecimento de água

2 - Conduta de descarga

3 - Câmara de ciclo de temperatura

4 - Sonda de temperatura

5 - Manómetro

6 – Colector

7 - Inclinação

8 - Tubo (que contem o fluído) obturado através de uma porca zarolha

Fig. 112 - Esquema do ensaio de resistência à congelação

10) Ensaios de esforços mecânico

i. Ensaio de pressão positiva sobre a cobertura

O presente ensaio tem por objecto avaliar o nível de resistência da cobertura transparente do colector e da caixa do colector sujeito a uma carga de pressão positiva devido ao efeito do vento e da neve.

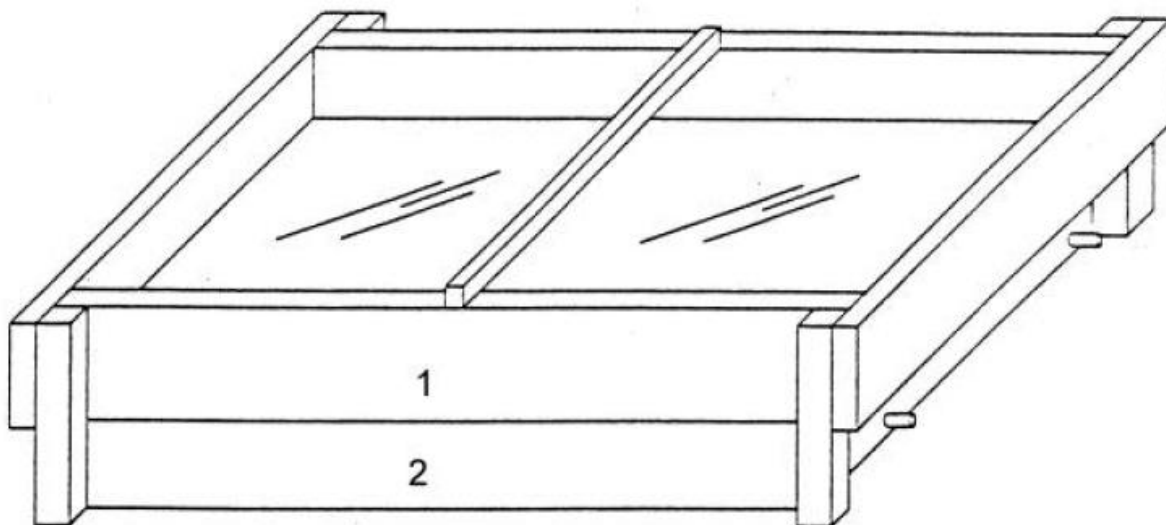
A pressão pode ser imposta ao colector por meio de ventosas, por pressão de ar ou pelo peso de um material com diâmetro entre 2mm e 32mm.

A pressão de ensaio deve ser aumentada com intervalos máximo de 250 Pa. ou até ao aparecimento de alguma insuficiência ou até ao atingir o valor especificado pelo fabricante. A pressão de ensaio deve ser no mínimo de 1.000 Pa.

Uma insuficiência pode ser representada pela destruição da cobertura bem como pela deformação permanente da caixa do colector ou das fixações.

A pressão à qual surgiu uma qualquer insuficiência da cobertura, da caixa ou das fixações do colector é registada no relatório de ensaio e acompanhada dos detalhes relativos à insuficiência.

Na ausência de qualquer insuficiência, a pressão máxima suportada pelo colector é registada no relatório de ensaio.



1 – Quadro de madeiras para areia grossa 2 – Colector

Fig. 113 - Esquema do ensaio de resistência de pressão positiva sobre a cobertura

ii. Ensaio de depressão do colector

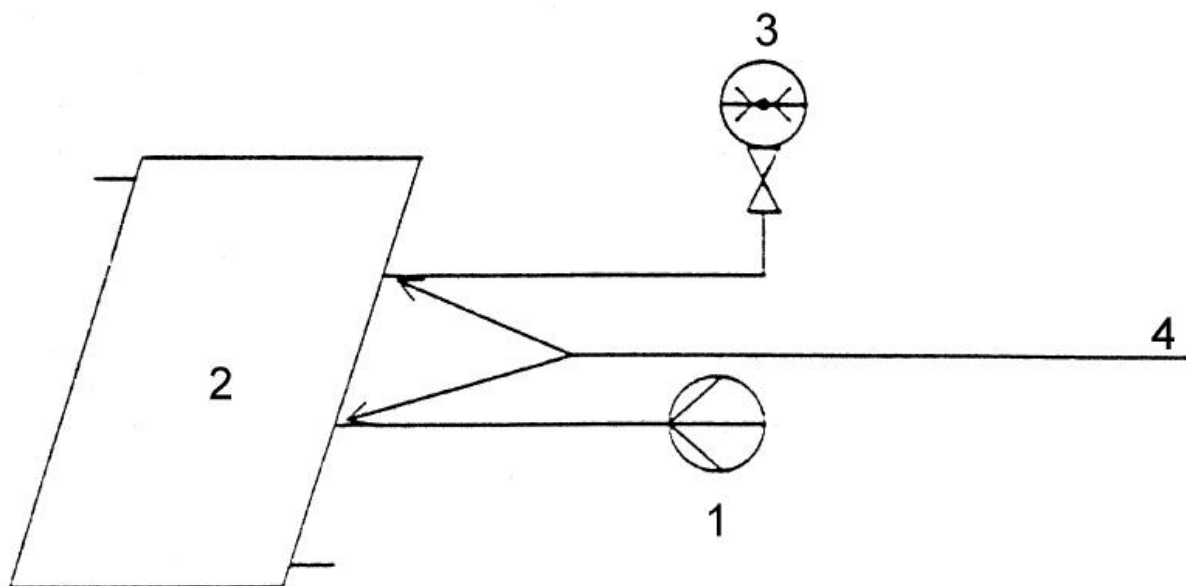
Este ensaio tem por objecto avaliar o nível de resistência das fixações entre a cobertura e a caixa do colector às forças de levantamento devidos ao vento.

A concepção dos elementos estáticos do sistema de montagem devem estar conforme a norma EN 1991.

A depressão pode ser imposta ao colector por meio de ventosas ou por um meio que provoque o efeito de depressão.

A pressão de ensaio é aumentada em intervalos de 250 Pa até ao surgimento de uma deficiência ou até ao valor especificado pelo fabricante. A pressão de ensaio deve ser no mínimo de 1.000 Pa.

Uma deficiência pode ser p.e. a destruição da cobertura ou a deformação permanente da caixa do colector ou das fixações.



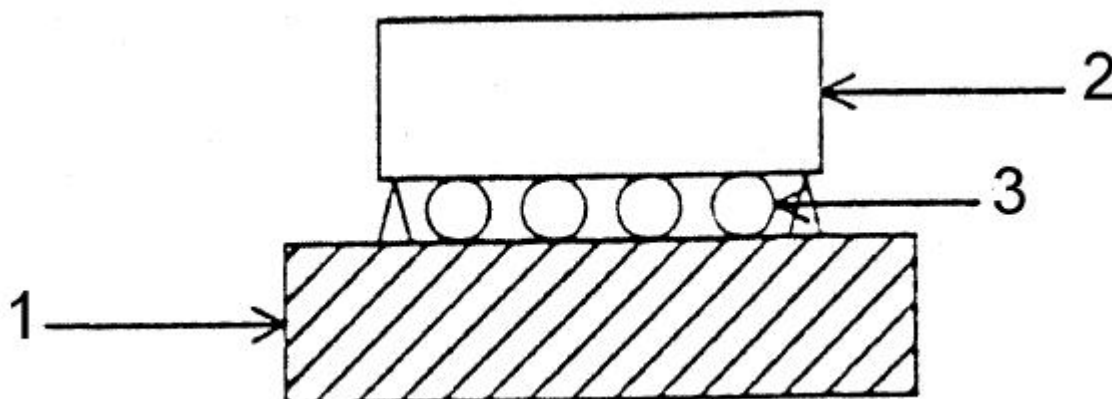
1 – Fonte de pressão pneumática

3 – Manómetro

2 - Colector

3 – Orifícios entre a cobertura e a placa

Fig. 114 - Esquema do ensaio de resistência de pressão negativa exercida nas fixações



1 – Suporte rígido

3 – Almofadas de ar para aplicação da pressão

2 - Colector

Fig. 115 - Esquema do ensaio de resistência de pressão negativa exercida sobre os suportes

iii. Ensaio de resistência ao choque

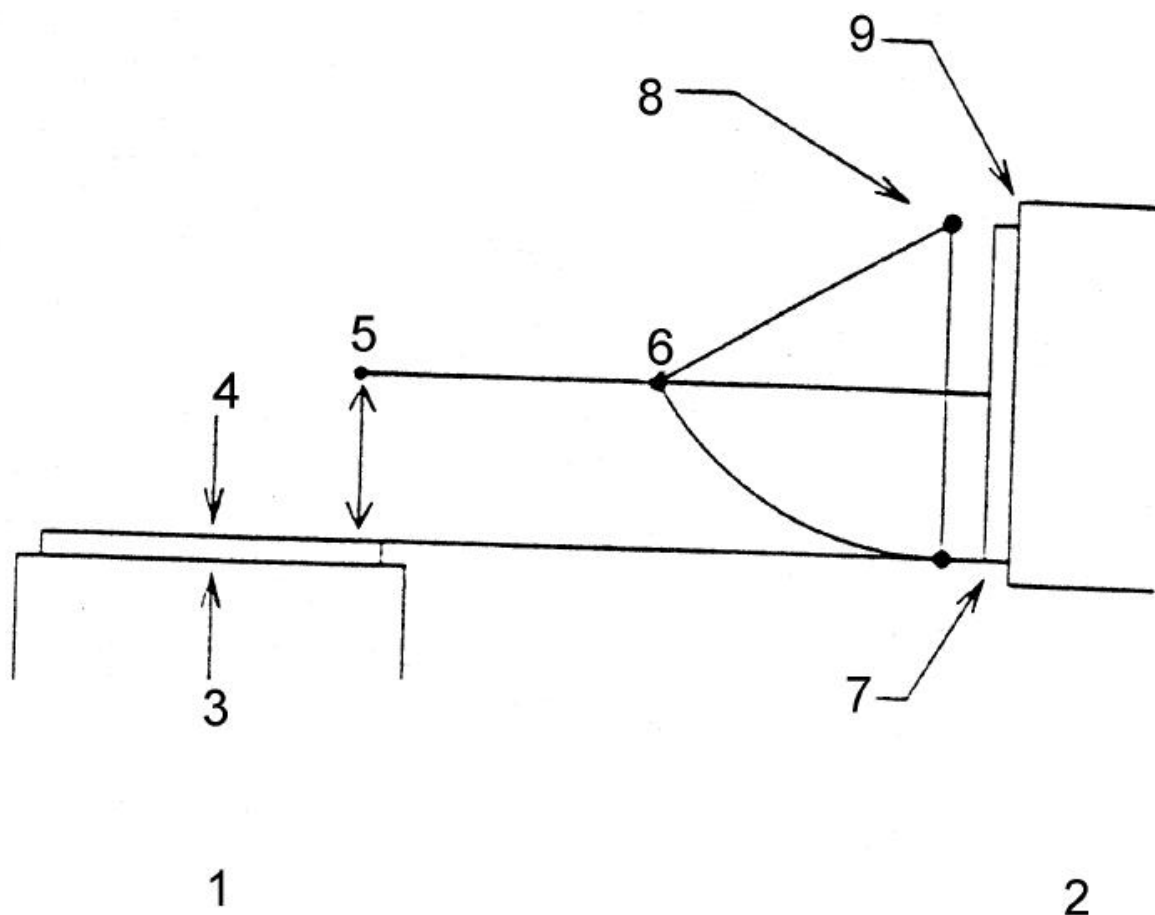
Este ensaio tem por objecto avaliar o nível de resistência do colector aos choques provocados pelo granizo.

Este teste pode ser realizado por um de dois métodos, com recurso a esfera de aço ou a bolas de gelo.

Quando o ensaio é realizado de acordo com o Método 1 - esfera de aço, a massa da esfera de aço deve ser (150 ± 10) g e a sequência seguinte de alturas de ensaio deve ser utilizada: 0,4 m, 0,6 m, 0,8 m, 1,0 m, 1,2 m, 1,4 m, 1,6 m, 1,8 m e 2,0 m.

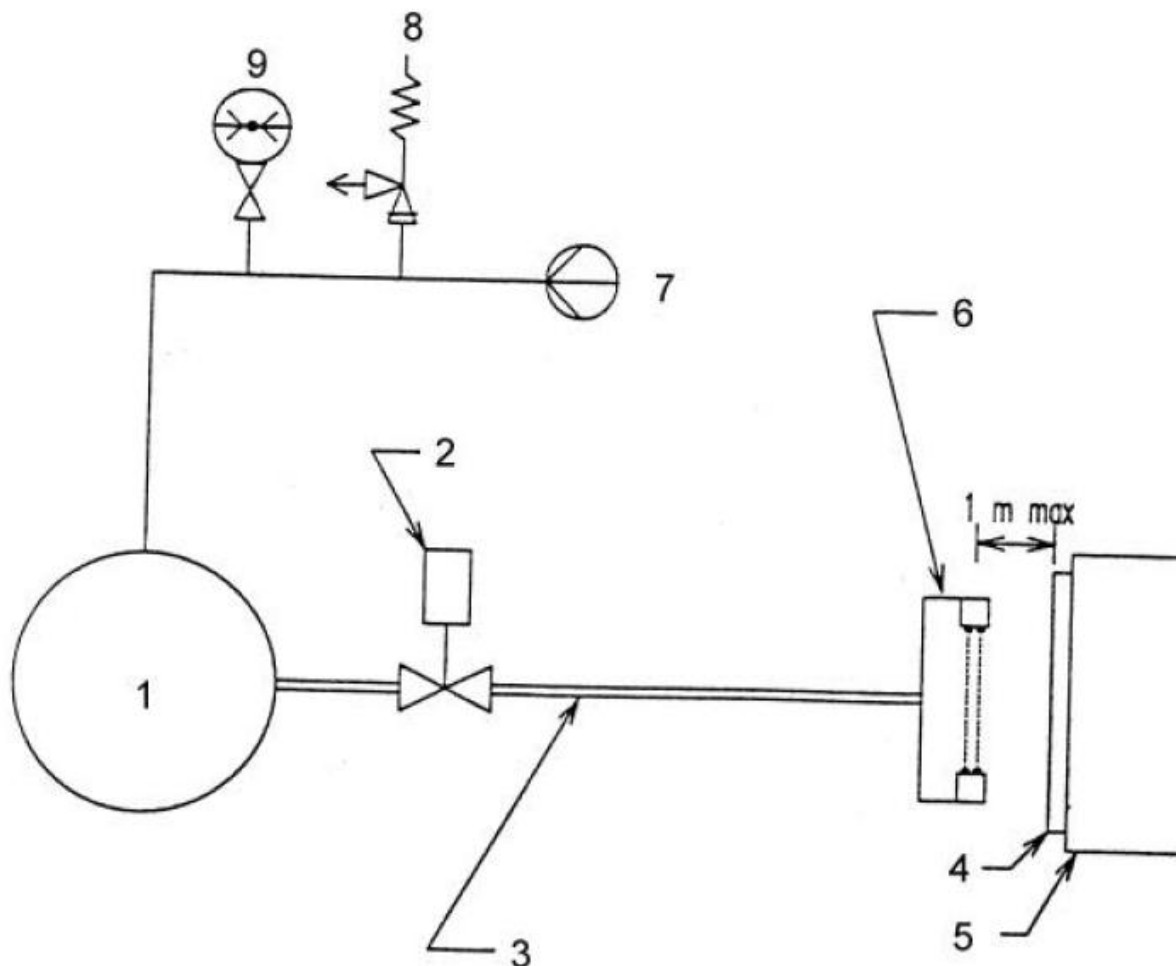
Quando o ensaio é realizado de acordo com o Método 2 - a bolas de gelo, o diâmetro da bola de gelo deve ser de $25 \text{ mm} \pm 5\%$, a sua massa deve ser de $7,53 \text{ g} \pm 5\%$ e a sua velocidade deve ser de $23 \text{ m/s} \pm 5\%$.

O colector deve ser examinado para detectar qualquer deterioração. Os resultados do exame devem ser registados, bem como a altura de queda da esfera de aço (se o Método 1 for utilizado) e o número de impactos que têm provocado a deterioração.



- | | |
|--|-------------------|
| 1 - Alternativa A (esfera de aço que cai à vertical) | 5 - Esfera de aço |
| 2 - Alternativo B (pêndulo) | 6 - Esfera de aço |
| 3 - Quadro rígido | 7 - Colector |
| 4 - Colector | 8 - Pêndulo |
| | 9 - Quadro rígido |

Fig. 116 - Esquema do ensaio de resistência ao choque mecânico com esferas de aço



1 - Tanque

2 - Electroímã

3 - Tubo

4 - Colector

5 - Quadro rígido

6 - Sistema de medida

7 - Fonte de pressão

8 - Válvula de segurança

9 - Manómetro

Fig. 117 - Esquema do ensaio de resistência ao choque mecânico com esferas de bolas de gelo

iv. Controlo final

Uma vez terminada a série completa de ensaios, o colector deve ser desmontado e examinado. Todas as anomalias encontradas devem ser registadas e acompanhadas de uma fotografia ilustrativa.

11) Ensaio das performances térmica

Colectores solares com vidro em regime estacionário

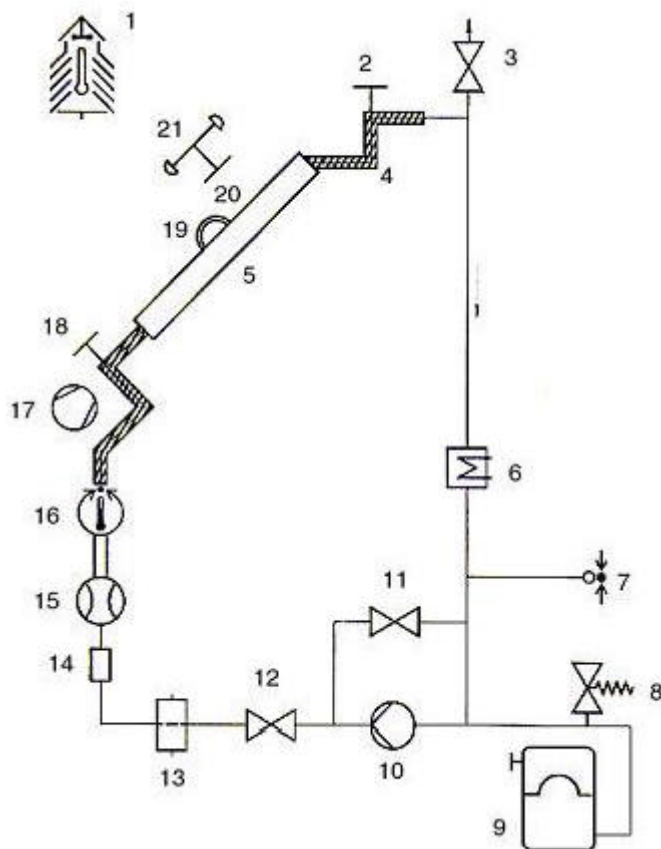
i. Parâmetros de montagem e orientação dos colectores

- Suporte de montagem
- Ângulo de inclinação
- Orientação exterior
- Ausência de sombreamentos e de reflexões directas
- Envolvente que não introduza efeitos térmicos (p.e. chaminés, etc.)
- Velocidade do ar

12) Parâmetros medidos e instrumentação

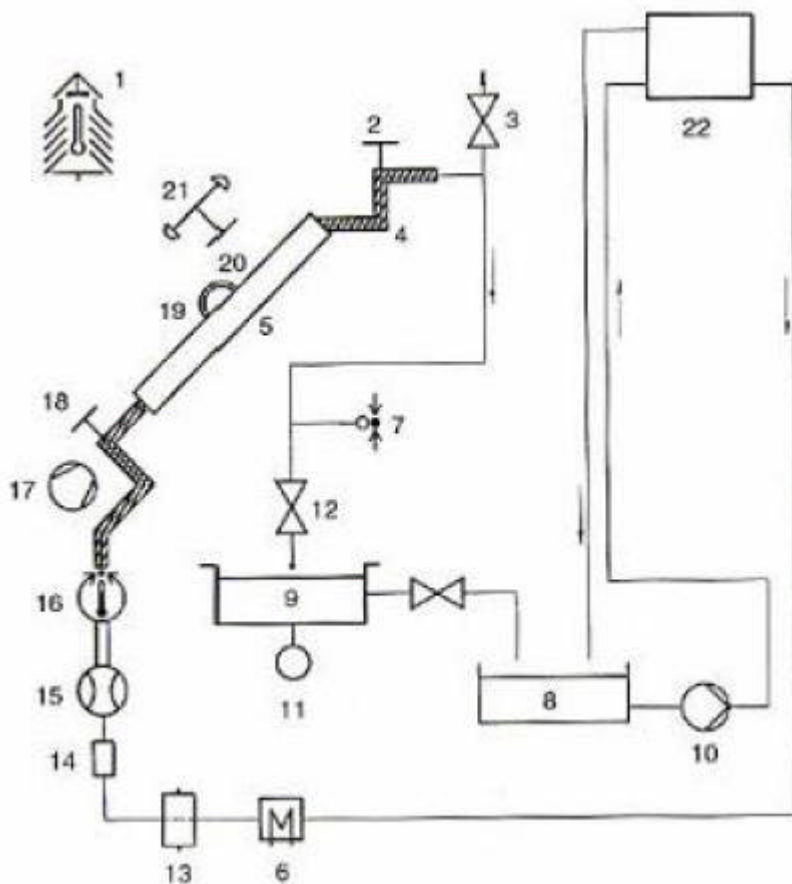
- Temperatura de entrada do fluido de circulação
- Temperatura do ar ambiente
- Caudal do fluido de circulação
- Ausência de elementos na envolvente que possam afectar o campo térmico

i. Instalação de teste



- | | |
|---|---|
| 1 – Sonda de temperatura do ar ambiente | 12 – Válvula de regulação de caudal |
| 2 – Sonda de temperatura | 13 – Filtro (200 μ m) |
| 3 – Válvula de purga de ar | 14 – Visor |
| 4 – Isolamento da tubagem | 15 – Medidor de caudal |
| 5 – Colector solar | 16 – Regulador de temperatura secundário |
| 6 – Válvula de segurança | 17 – Ventilador (gerador de vento artificial) |
| 7 – Manómetro | 18 – Sonda de temperatura |
| 8 - Aquecimento/refrigerador para a regulação da temperatura primária | 19 - Pireliómetro |
| 9 - Vaso de expansão | 20 – Piranómetro |
| 10- Bomba | 21- Anemómetro |
| 11- Válvula de derivação | |

Fig. 118 – Esquema de um sistema para teste em circuito fechado



- | | |
|---|--|
| 1 – Sonda de temperatura do ar ambiente | 12 – Válvula de regulação de caudal |
| 2 – Sonda de temperatura | 13 – Filtro (200 μm) |
| 3 – Válvula de purga de ar | 14 – Visor |
| 4 – Isolamento da tubagem | 15 – Medidor de fluxo |
| 5 – Colector solar | 16 – Regulador de temperatura secundário |
| 6 – Tanque | 17 – Ventilador |
| 7 – Manómetro | 18 – Sonda de temperatura |
| 8 – Aquecimento/refrigerador para regulação da temperatura primária | 19 – Pireliómetro |
| 9 – Recipiente de pesagem | 20 – Piranómetro |
| 10 – Bomba | 21 – Anemómetro |
| 11 – Balança | 22 – Tanque de nível constante |

Fig. 119 – Esquema de um sistema para teste em circuito aberto

13) Fluido de circulação para teste

Pode ser água ou outro fluido recomendado pelo fabricante

i. Tubagens e acessórios

As tubagens devem ser apropriadas para um bom funcionamento na gama de temperaturas de operação que podem atingir 95°C e devem ter resistência anti corrosão.

O seu isolamento térmico deve ser superior a 0.2 W/K e deve proteger contra as intempéries.

ii. Bombas e dispositivos de regulação de caudal

Estes dispositivos não devem influenciar a regulação da temperatura de entrada no colector, e devem manter um caudal mássico ou volúmico com desvios inferiores a 1%.

iii. Regulação da temperatura do fluido de circulação

O circuito de ensaio do colector deve estar em condições de manter uma temperatura de entrada do colector constante para qualquer nível de temperatura seleccionada na gama de funcionamento.

14) Ensaio de rendimento em regime estacionário

Antes de se iniciar o ensaio o colector deve ser exposto durante 5h a uma radiação superior a 700 W/m² de forma a eliminar toda a humidade que poderá existir no seu interior.

No momento do ensaio a radiação solar total ao nível horizontal deve ser superior a 700 W/m².

O caudal de circulação recomendado para teste é de 0.02 kg/s por metro quadrado de área colectora.

O colector deve ser posto em teste na sua gama de temperaturas de serviço em condições de céu sem nuvem a fim de determinar a sua característica de desempenho.

Os pontos de dados que satisfazem às exigências indicadas em baixo devem ser obtidos para pelo menos quatro temperaturas de entrada do fluido e repartidas similarmente sobre a gama de temperaturas de serviço do colector.

Seleccionar se possível uma temperatura de entrada de modo a que temperatura média do fluido no colector seja igual à temperatura do ar ambiental a ± 3 K, a fim de obter uma determinação precisa do rendimento óptico η_o .

Quando o fluido de circulação é água a sua temperatura máxima deve ser no mínimo de 80 °C. O valor máximo da T_{Media} recomendado deve ser de pelo menos 0,09 se as condições de ensaio o permitirem.

Pelo menos quatro pontos de dados independentes devem ser obtidos para cada temperatura de entrada do fluido a fim de fornecer um número total de 16 pontos de dados.

Quando as condições de ensaio permitirem, deve ser assinalado um número igual de pontos de dados antes e após do meio-dia solar para cada temperatura de entrada do fluido. Esta última condição não é necessária para colectores com seguimento automático da trajectória azimutal e a altura do sol.

i. Medições

As medições efectuadas devem referir-se aos seguintes dados:

- à área total do colector A_G , à área da placa de absorção A_A e à área de entrada A_a ;
- à quantidade de fluido;
- à radiação solar hemisférica no nível da abertura do colector;
- à radiação solar difusa ao nível da abertura do colector (unicamente por fora);
- ao ângulo de incidência da radiação solar directa (este ângulo pode igualmente ser determinado por cálculo);
- à velocidade do ar paralelamente a nível de abertura do colector;
- à temperatura do ar circundante;
- à temperatura do fluido de circulação à saída do colector;

- ao caudal do fluído de circulação.

A duração do ensaio num ponto de dados em regime estacionário deve comportar um período de acondicionamento prévio pelo menos igual à 4 vezes a constante de tempos do colector (quando é conhecida), ou uma duração mínima de 15 min (se a constante de tempo não é conhecida), à temperatura de fluído adequada à entrada do colector, seguida de um período de medição ao regime estacionário pelo menos igual à 4 vezes a constante de tempo do colector (quando é conhecida), ou uma duração mínima de 10 min (se a constante de tempos não é conhecida).

Um colector é considerado em funcionamento em condições de regime estacionário sobre um período de medição dado se nenhum dos parâmetros experimentais não se afastar do seu valor médio de um valor superior aos limites indicados em baixo sobre o período de medição.

A fim de estabelecer a existência de um estado estacionário, os valores médios de cada parâmetro assinalados sobre períodos sucessivos de 30 s devem ser comparado com o valor médio assinalado sobre o período de medição.

- Radiação solar de teste (global) $\pm 50 \text{ W/m}^2$
- Temperatura interior da ar ambiente $\pm 1 \text{ K}$
- Temperatura exterior da ar ambiente $\pm 1,5 \text{ K}$
- Caudal mássico de fluido $\pm 1 \%$
- Temperatura de entrada do fluido $\pm 0,1 \text{ K}$

ii. Cálculo do rendimento do colector

A potência útil real captada é calculada da seguinte forma:

$$\dot{Q} = \dot{m}.c_{p_f}.\Delta T \quad (\text{Eq. 114})$$

O c_{p_f} é determinado para a temperatura média de utilização.

A potência solar captada pelo colector e dada por:

$$\dot{Q} = A.G \quad (\text{Eq. 115})$$

Onde A é a área do colector e G a radiação solar instantânea.

A diferença da temperatura reduzida quando a temperatura média do fluído t_m é utilizado é determinado por:

$$t_m = t_{in} + \frac{\Delta T}{2} \quad (\text{Eq. 116})$$

A diferença de temperatura reduzida é calculada por:

$$T_m = \frac{t_m - t_a}{G} \quad (\text{Eq. 117})$$

iii. Representação gráfica do rendimento instantâneo

O rendimento instantâneo ? deve ser obtido por ajustamento da curva estatística, utilizando o método dos mais mínimos quadrados, a fim de obter uma curva do rendimento instantâneo da forma seguinte:

$$h = h_0 - a_1.T_m - a_2.G.(T_m)^2 \quad (\text{Eq. 118})$$

Rendimento instantâneo em função da diferença da temperatura reduzida T_m é dada por:

O rendimento do colector por módulo deve ser apresentado graficamente como uma função da diferença de temperatura entre a temperatura média do fluído e a temperatura ambiental ($t_m - t_a$) considerando $G = 1.000 \text{ W/m}^2$. O produto $A.G.$ deve ser designado como W_{peak} isto é potencia de pico.

O rendimento pode ainda ser calculado com a ajuda de um simulador para regime estacionário, podendo-se variar o parâmetro da radiação solar entre [300 e 1000] W/m^2 .

iv. Calculo da capacidade térmica

A capacidade térmica efectiva e a constante de tempos de um colector são parâmetros importantes que determinam os desempenhos transitórios deste último.

Um colector pode geralmente ser considerado como uma combinação de massas, cada massa que tem uma temperatura diferente.

Em funcionamento, cada componente do colector responde de maneira diferente à uma modificação das condições de funcionamento e portanto útil tomar em consideração uma capacidade térmica efectiva para o conjunto do colector.

A capacidade térmica efectiva depende infelizmente das condições de funcionamento e não é um parâmetro independente do colector.

Vários métodos de ensaio diferentes foram utilizados para medir ou calcular as capacidades térmicas efectivas dos colectores e parece que resultados similares podem ser obtidos empregando métodos relativamente diferentes.

Da mesma maneira que não existe um valor único para capacidade térmica efectiva, com também não existe para constante de tempo global um dado colector. Para a maior parte dos colectores, o factor principal que influencia o tempo de resposta é o tempo de escoamento do fluído e a resposta de primeira ordem varia em função do caudal deste fluído. Os tempos de resposta dos outros elementos do colector são igualmente diferentes, o que dá uma constante de tempos global efectiva que depende das condições de funcionamento.

A capacidade térmica do colector C (expresso em joules por Kelvin) é calculada como a soma, para cada elemento constitutivo do colector (vidro, absorvedor, fluído contido, isolamento), o produto da sua massa m_i (expresso em quilogramas), a sua capacidade térmica mássica c_i (expresso em joules por quilograma Kelvin) e um factor de ponderação p_i :

$$C = \sum_i p_i \cdot m_i \cdot c_i \quad (\text{Eq. 119})$$

O factor de ponderação p_i (compreendidos entre 0 e 1) permite considerar apenas um valor parcial de inércia térmica para cada uma dos componentes, conforme o seu desempenho. Trata-se de um valor de correcção. Os valores de p_i a considerar são os seguintes:

- | | |
|------------------------|-----|
| • Placa de absorção | 1 |
| • Isolamento | 0.5 |
| • Fluido de circulação | 1 |

- Vidro exterior $0.01 \cdot a_1$
- 2ª vidro $0.2 \cdot a_1$
- 3º vidro $0.35 \cdot a_1$

v. Calculo da constante de tempo

O cálculo da constante de tempo é facultativa isto é não é obrigatória.

O modo operacional para determinar a constante de tempos de um colector pode ser efectuado no exterior ou num simulador de radiação solar. Num caso como no outro o nível de radiação solar no plano de abertura do colector deve ser superior à 700 W/m².

O fluído deve circular no colector com o mesmo caudal utilizado durante os ensaios de rendimento térmico do colector. Proteger a abertura do colector contra a radiação solar através de uma cobertura reflexiva e regular a temperatura do fluído para o nível da entrada do colector, aproximadamente à temperatura do ar ambiental. Quando as condições de regime estacionário forem atingidas, retirar a cobertura e prosseguir as medições até à obtenção de novas condições de regime estacionário.

A condição necessária para considerar um regime estacionário passa por verificar quando

a variação da temperatura de saída do fluído é inferior à *0,05 K por minuto. As grandezas que devem ser medidas são:

- a temperatura de entrada do fluído no colector (t_{in});
- a temperatura de saída do fluído do colector (t_e);
- a temperatura do ar circundante (t_a).

a diferença entre a temperatura do fluído à saída do colector e a temperatura do ar circundante ($t_e - t_a$) deve ser objecto de uma curva estabelecida em função do tempo, começando pela condição de estado estacionário inicial ($t_e - t_a$)₀ e prosseguindo o traçado até à obtenção da segunda condição de estado estacionária à uma temperatura mais elevada ($t_e - t_a$)₂. Consultar curva representativa da evolução dada na figura 4 da norma [7].

A constante de tempo t_c do colector é definida como o tempo escoado entre a entrada e o ponto onde a temperatura de saída do colector aumenta de 63,2% do aumento total entre $(t_e - t_a)_0$ e $(t_e - t_a)_2$. Se o tempo de resposta das sondas de temperatura for significativo comparado com o tempo de resposta medido no colector, então deve ser tido em conta no cálculo dos resultados do ensaio.

vi. Factor do ângulo de incidência

O valor da incidência normal $(t_a)_e$ pode ser substituído ao produto dos factores de transmissão e de absorção efectivos $(t_a)_e$ pelo factor de ângulo de incidência, K_γ ,

vii. Determinação da perda de carga

A perda de carga num colector pode ter certa importância para os projectistas dos colectores solares. O fluído de ensaio utilizado pelo colector deve ser o fluído térmico ou uma mistura água-glicol (60: 40), ou mesmo uma mistura recomendada pelo fabricante. A temperatura do fluido deve ser de $(20 \pm 2) ^\circ\text{C}$.

Antes do início do teste o fluido deve ser objecto de um exame que visa assegurar a sua pureza. O ar contido no colector deve ser evacuado através de uma válvula de purga ou outro meio adequado, como o aumento do caudal do fluído durante um curto período para retirar o ar existente no colector.

Para colectores com vidro

Determinar a perda de carga entre as ligações de entrada e saída do colector para os caudais compreendidos na gama susceptível de ser utilizado em funcionamento real.

Na ausência de recomendações específicas do fabricante relativas ao caudal, efectuar as medições da perda de carga na gama de caudais compreendidos entre 0,005 kg/s e 0,03 kg/s por metro quadrado de superfície do colector.

Convém igualmente tomar em consideração a origem do diagrama de perda de carga, nomeadamente o ponto (0,0). Efectuar pelo menos cinco medições com valores igualmente repartidos sobre a gama de caudais.

Devem ser medidos os seguintes dados:

- a temperatura do fluído à entrada do colector;
- o caudal do fluído;
- a perda de carga do fluído entre as ligações de entrada e saída do colector.

A perda de carga do fluído ao nível do colector deve ser medida através de um dispositivo

Com precisão de 5% em relação ao valor medido ou ± 10 C.p., de acordo com a grandeza dos dois valores.

Os acessórios utilizados para medir a pressão do fluído podem eles mesmos provocar uma perda de carga. Para verificar a ausência de qualquer perda, retirar o colector do circuito de circulação e repetir os ensaios ligando directamente os acessórios de medida da pressão.

A perda de carga devida aos acessórios deve ser utilizada para corrigir a perda de carga medida do colector.

As condições do teste devem manter o caudal do fluido constante à $\pm 1\%$ do valor nominal durante as medidas de ensaio. A temperatura de entrada do fluído deve ser mantida constante a ± 5 K (± 1 para os colectores sem vidro) perto das medidas de ensaio.

O ensaio deve ser efectuado com o colector à uma temperatura próxima da do ar circundante à ± 10 K. Os ensaios de perda de carga efectuados a outras temperaturas podem ser importantes para os fluidos à base de óleo.

A perda de carga deve ser representada sob a forma de gráfico em função do caudal de fluído para cada ensaio realizado.

15) Processo de certificação

Os equipamentos sujeitos a ensaio são seleccionados aleatoriamente na fábrica;

A inspecção da produção é realizada anualmente e visa a verificação da manutenção das condições de produção.

- Pedido do cliente - Cliente

- Análise ao pedido, definição dos ensaios e nomeação da equipa auditora - Certif
- Ensaios e auditoria – execução dos ensaios e elaboração do relatório - Laboratório
- Avaliação dos resultados – Certif
- Concessão – Emissão da licença – Certif
- Acompanhamento – auditorias à fabrica e execução de novos ensaios - Certif

16) Resumo do processo para a certificação

Os equipamentos sujeitos a ensaio são seleccionados aleatoriamente na fábrica de forma a garantir que a unidade a testar corresponde a um equipamento produzido em condições normais de fábrica.

A inspecção da produção é realizada anualmente e visa a verificação da manutenção das condições de produção.

O processo de certificação começa com um pedido do fabricante para certificar o seu equipamento e depois de ser verificado o enquadramento do pedido inicia-se o processo da certificação que pode ser resumido nas seguintes etapas:

- Pedido do cliente - Cliente
- Análise ao pedido, definição dos ensaios e nomeação da equipa auditora - Certif
- Ensaios e auditoria – execução dos ensaios e elaboração do relatório - Laboratório
- Avaliação dos resultados – Certif
- Concessão – Emissão da licença – Certif
- Acompanhamento – auditorias à fabrica e execução de novos ensaios - Certif

B) Anexo B – Análise económica

1) Consumo por pessoa

Considerando um consumo diário por pessoa de água quente de 50 litros à temperatura de 60°C e considerando a temperatura média da água da rede pública a 12°C isto significa que a potência térmica (*) necessária para satisfazer o consumo diário de uma pessoa em termos de água quente de consumo é de:

Esta potência térmica é determinada considerando que a energia consumida acontece dentro de um período de tempo equivalente à duração média da insolação solar média diária (4h/dia).

Sabendo que o caudal mássico é

$$m = \frac{V_{consumo} \cdot \rho_{ag}}{\Delta T} \quad (\text{Eq. 120})$$

E que ΔT são 4 horas de insolação solar o caudal mássico é igual a 3.47E-3 [Kg/s].

Sabendo que

$$Q = m \cdot c_{p_{ag}} \cdot \Delta T \quad (\text{Eq. 121})$$

Determina-se a potência de consumo individual diária de energia térmica de 697W/pessoa/dia que deverá ser produzida durante o tempo de insolação solar (4h).

Convertendo esta potência para unidades monetárias, sabendo que a tarifa eléctrica é de 0.1143 €/kWh, resulta num consumo diário individual de:

$$Cons_{Diário} = \frac{697 \cdot 4 \cdot 0.1143}{1000} = 0.3187 \left[\frac{\text{€}}{\text{dia} \cdot \text{pessoa}} \right] \quad (\text{Eq. 122})$$

2) Capacidade de satisfazer o consumo

Segundo os resultados do cálculo da performance do colector CST45argV este debita as seguintes potências térmica de acordo com a intensidade de radiação solar [G]:

- Para $G=370 \text{ [W/m}^2\text{]} \Rightarrow$ Inverno $\Rightarrow Q_u = 701.6 \text{ W} \Rightarrow$ Potência necessária para satisfazer o consumo diário de uma pessoa;
- Para $G=600 \text{ [W/m}^2\text{]} \Rightarrow$ Verão $\Rightarrow Q_u = 1219 \text{ W} \Rightarrow$ Potência necessária para satisfazer o consumo diário de uma pessoa;

Assim, considerando que no Inverno o colector satisfaz as necessidades de consumo de uma pessoa e no Verão de 2 pessoas pode-se considerar que o colector em média num ano de funcionamento consegue satisfazer as necessidades de consumo de 1.5 pessoas.

3) Custos primários do equipamento

A estimativa dos custos de produção do colector baseou-se em informação recolhida junto de algumas entidades que podem fornecer os subsistemas e os materiais para a sua execução e os custos de mão de obra foram estimados com base em custos em Portugal e nos tempos estimados de produção e montagem.

A estimativa de custo foi sintetizada de forma agregada resultando nos seguintes índices:

- | | |
|--|-------|
| • Custos associados à cobertura | 133.5 |
| • Custos associados à placa de absorção | 106.8 |
| • Custos associados à estrutura do equipamento | 80.1 |
| • Custos associados ao isolamento | 1.85 |
| • Outros custos | 66.75 |

O custo total estimado para a produção e comercialização deste equipamento é de 388.

Considerando que um valor de comercialização será de 700 é com este valor que será determinado a duração para a amortização do investimento por parte do cliente final.

4) Amortização do investimento

Para a amortização do investimento considerou-se um valor de investimento correspondente a 2 colectores solares térmicos pois a capacidade instalada corresponde à satisfação do consumo da média do agregado familiar em Portugal, isto é 3 pessoas.

Assim, o investimento correspondente será de $2 \times 700\text{€} = 1400\text{€}$ por instalação para satisfazer um consumo de $3 \times 697\text{W} = 2091\text{W}$ de potência térmica por dia.

A amortização do investimento vai considerar que o custo da energia eléctrica que teria que ser suportado para satisfazer o consumo já referido.

Assim esse custo seria de :

$$Cons_{\text{Diário}} = 0.3187 * 3 = 0.9561 \left[\frac{\text{€}}{\text{dia} * \text{familia}} \right] \quad (\text{Eq. 123})$$

Considerando que não existe qualquer custo de operação nem de manutenção, pois trata-se de um sistema com uma longevidade estimada em 20 anos sem manutenção, então a amortização do investimento será de:

$$Amortização = \frac{2091\text{€}}{0.9561\text{€/dia}} = 2187[\text{dias} * \text{familia}] = \frac{2187}{365\text{dias}} = 5.99[\text{anos}] \quad (\text{Eq. 124})$$

Assim a amortização do investimento estaria concluída em 5.99 anos e a partir daí até ao fim da longevidade esperada do equipamento essa família teria obtido uma poupança de:

$$Poupança = 14.01\text{anos} * 0.9561 * 365 = 4889\text{€} \quad (\text{Eq. 125})$$

Todos os cálculos foram efectuados a preços correntes e não foram consideradas quaisquer actualizações de tarifários nem de consumos.

Optou-se por manter os valores da análise económica sem unidade monetária com excepção do cálculo da amortização do investimento.

5) Produção dos colectores – viabilidade económica

Considerando que será necessário considerar uma margem de 60% para a comercialização do colector, e retirando esse valor ao preço de venda ficariam $700 - 280 = 420$ de valor de equipamento à saída da fábrica.

Isto significa uma margem de valor acrescentado de 32 por colector que obrigaria a um volume muito elevado de unidades a produzir e a vender para justificar um valor de investimento necessário efectuar para a montagem da respectiva estrutura produtiva.

Assim conclui-se que um investimento numa unidade de produção para o fabrico deste colector só será viável se estiver integrado numa realidade industrial mais abrangente onde poderá ser possível ter ganho em sinergias conseguidas por adição de mais um produto num gama de produtos afins já existentes.

Em conclusão este projecto em termos de investimento é viável quando integrado numa estrutura em funcionamento de produtos afins.

Em termos de eficiência energética também já foi demonstrado a sua viabilidade como equipamento.

Em termos da viabilidade económica para as famílias o investimento é justificado pois este apresenta um período de amortização de 6 anos que é bem interessante e representa 30% da longevidade esperada do equipamento.



C)Anexo C – Listagem dos resultados

$A_c = 2.679 \text{ [m}^2\text{]}$ $\alpha_{\text{tubo}} = 45 \text{ [deg]}$ $\text{caudal} = 0.004122 \text{ [kg/s]}$ $\text{cp}_{\text{água}} = 1.004 \text{ [kJ/kg}^\circ\text{K}^{-1}\text{]}$ $\text{dist}_{\text{tubo}} = 0.14 \text{ [m]}$ $\text{Esp}_{\text{colector}} = 0.06 \text{ [m]}$ $\text{Esp}_{\text{v1}} = 0.006 \text{ [m]}$ $F_{\text{escoamento}} = 0.9803 \text{ [-]}$ $\text{hcv}_{\text{água}} = 1.431 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $I = 1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$ $k_{\text{coleta}} = 395.1 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\mu_{\text{água}} = 0.0002577 \text{ [Pa}^\circ\text{s]}$ $n_{\text{tubo}} = 13 \text{ [-]}$ $\text{Pr}_{\text{água}} = 0.7288 \text{ [-]}$ $\text{P}_{\text{v1,p}} = 101.3 \text{ [kPa]}$ $\text{Q}_{\text{Propo},\text{cv}} = 107.1 \text{ [W]}$ $\text{Q}_{\text{sol},\text{v1}} = 134 \text{ [W]}$ $\text{Qv1}_{\text{v1}} = 248.6 \text{ [W]}$ $\text{Re}_{\text{água}} = 24481 \text{ [-]}$ $\text{tau}_{\text{água}} = 0.855 \text{ [-]}$ $\text{T}_{\text{água},\text{K}} = 318.2 \text{ [K]}$ $\text{Tm}_{\text{redusid},\text{K}} = 0.1888 \text{ [K}^\circ\text{m}^2\text{W}^{-1}\text{]}$ $\text{T}_{\text{água},\text{K}} = 327.6 \text{ [K]}$ $\text{T}_{\text{at},\text{ext}} = 22 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $U_g = 3.382 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$	$A_{\text{cv,tubo}} = 0.04624 \text{ [m}^2\text{]}$ $A_p = 2.679 \text{ [m}^2\text{]}$ $\text{caudal}_{\text{água}} = 0.02 \text{ [kg/(s}^\circ\text{m}^2\text{)]}$ $c_{\text{coleta}} = 0.3938 \text{ [kJ/kg}^\circ\text{K}^{-1}\text{]}$ $d_{\text{cv,tubo}} = 0.012 \text{ [m]}$ $\text{Esp}_{\text{coleta}} = 0.04 \text{ [m]}$ $f = 0.07195$ $\text{hcd}_{\text{base}} = 0.5039 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\text{hr}_{\text{v1}} = 0.1577 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $k_{\text{água}} = 0.6306 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\text{Lc} = 0.1403 \text{ [m]}$ $\mu_{\text{água}} = 0.0001835 \text{ [Pa}^\circ\text{s]}$ $\text{PCv}_{\text{tubo}} = 0.03142 \text{ [m]}$ $\text{P}_{\text{água}} = 303.9 \text{ [kPa]}$ $\text{P}_{\text{coleta}} = 6.584 \text{ [m]}$ $\text{Q}_{\text{Propo},\text{v}} = 11.8 \text{ [W]}$ $\text{Q}_{\text{v1}} = 2122 \text{ [W]}$ $\text{Re}_{\text{água}} = 7551 \text{ [-]}$ $\text{Re}_{\text{água}} = 988.1 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ $\text{cv1} = 0.9 \text{ [-]}$ $\text{Tm}_{\text{água},\text{K}} = 49.74 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\text{T}_{\text{p},\text{K}} = 53.36 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\text{Tv1}_{\text{K}} = 25.43 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\text{T}_{\text{coleta}} = 100 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $U_{\text{g},\text{p}} = 1.884 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$	$\alpha_{\text{tubo}} = 0.95 \text{ [-]}$ $A_{\text{cv,tubo}} = 0.6012 \text{ [m}^2\text{]}$ $\text{caudal}_{\text{água}} = 0.05358 \text{ [kg/s]}$ $C_p = 1.82 \text{ [m]}$ $d_{\text{cv,tubo}} = 0.01 \text{ [m]}$ $\text{Esp}_{\text{coleta}} = 0.025 \text{ [m]}$ $f_{\text{água}} = 267$ $\text{hcd}_{\text{água}} = 0.04954 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\text{hr}_{\text{v1}} = 0.2937 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $k_{\text{água}} = 0.02016 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\text{L}_p = 1.472 \text{ [m]}$ $\text{Nusselt}_{\text{água}} = 266$ $\text{PCv}_{\text{tubo},\text{total}} = 0.4084 \text{ [m]}$ $\text{P}_{\text{água}} = 3.92 \text{ [m]}$ $\text{Q}_{\text{água}} = 2122 \text{ [W]}$ $\text{Q}_{\text{sol}} = 2679 \text{ [W]}$ $\text{Qv1}_{\text{base}} = 118.9 \text{ [W]}$ $\text{Re}_{\text{Rough}} = 0.046 \text{ [-]}$ $\text{Re}_{\text{água}} = 1.402 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ $\text{T}_{\text{at},\text{K}} = 20 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\text{Tm}_{\text{água},\text{K}} = 322.9 \text{ [K]}$ $\text{T}_{\text{p},\text{K}} = 326.6 \text{ [K]}$ $\text{Tv1}_{\text{K}} = 298.6 \text{ [K]}$ $\text{T}_{\text{sol},\text{p}} = 74 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $U_{\text{t}} = 1.589 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$	$\alpha_{\text{tubo}} = 0.05 \text{ [-]}$ $A_{\text{v1}} = 2.679 \text{ [m}^2\text{]}$ $\text{cp}_{\text{água}} = 4.181 \text{ [kJ/kg}^\circ\text{K}^{-1}\text{]}$ $\Delta P = 13.23 \text{ [kPa]}$ $\text{Em}_{\text{v1}} = 0.04 \text{ [-]}$ $\text{Esp}_{\text{coleta}} = 0.035 \text{ [m]}$ $\text{Fr} = 0.9654 \text{ [-]}$ $\text{hcv}_{\text{água}} = 0 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\text{hr}_{\text{v1}} = 17.1 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $k_{\text{água}} = 0.02529 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $m = 0.0657$ $\text{Nusselt}_{\text{água}} = 208.5 \text{ [-]}$ $\text{Pr}_{\text{água}} = 3.628 \text{ [-]}$ $\text{P}_{\text{água},\text{h}} = 3.224 \text{ [m]}$ $\text{Q}_{\text{água}} = 49.46 \text{ [W]}$ $\text{Q}_{\text{sol}} = 2411 \text{ [W]}$ $\text{Qv1}_{\text{base}} = 4.269 \text{ [W]}$ $\text{Re}_{\text{Rough}} = 1 \text{ [-]}$ $\text{Re}_{\text{água}} = 1.196 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ $\text{T}_{\text{at},\text{K}} = 293.2 \text{ [K]}$ $\text{Tm}_{\text{água},\text{K}} = 328 \text{ [K]}$ $\text{T}_{\text{p},\text{K}} = 326 \text{ [K]}$ $\text{Tv1}_{\text{K},\text{teste}} = 293 \text{ [K]}$ $\text{T}_{\text{sol},\text{p}} = 74 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $U_{\text{t}} = 0.5535 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $V_{\text{vento}} = 3 \text{ [m/s]}$	$\text{Altura}_{\text{coleta}} = 1.472 \text{ [m]}$ $A_{\text{coleta}} = 0.5267 \text{ [m}^2\text{]}$ $\text{cp}_{\text{água}} = 0.5212 \text{ [kJ/kg}^\circ\text{K}^{-1}\text{]}$ $\Delta T_{\text{água}} = 188.8 \text{ [K]}$ $\text{Em}_{\text{v1}} = 0.05 \text{ [-]}$ $\text{Esp}_{\text{p}} = 0.0005 \text{ [m]}$ $F_{\text{at},\text{c}} = 0.9847 \text{ [-]}$ $\text{hcv}_{\text{p}} = 1.431 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\text{hr}_{\text{t}} = 974.7 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $k_{\text{base}} = 0.02016 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\mu_{\text{água}} = 0.0005471 \text{ [Pa}^\circ\text{s]}$ $\text{Nusselt}_{\text{água}} = 1.672 \text{ [-]}$ $\text{Pr}_{\text{água}} = 0.6663 \text{ [-]}$ $\text{P}_{\text{água}} = 101.3 \text{ [kPa]}$ $\text{Q}_{\text{água}} = 118.9 \text{ [W]}$ $\text{Q}_{\text{sol},\text{p}} = 2291 \text{ [W]}$ $\text{Qv1}_{\text{topo}} = 252.8 \text{ [W]}$ $\text{Re}_{\text{coleta}} = 0.7322 \text{ [-]}$ $\text{Re}_{\text{coleta}} = 8900 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ $\text{T}_{\text{água},\text{K}} = 45 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\text{Tm}_{\text{água},\text{K}} = 482 \text{ [K]}$ $\text{T}_{\text{água},\text{K}} = 54.47 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\text{T}_{\text{água}} = 50 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $U_{\text{b}} = 0.5535 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$
---	---	---	--	--

No unit problems were detected.

Fig. 120 – Lista de resultados do calculo para o CST_{45argv} com água e tubos na vertical

$A_c = 2.679 \text{ [m}^2\text{]}$ $\alpha_{\text{tubo}} = 90 \text{ [deg]}$ $\text{caudal} = 0.004122 \text{ [kg/s]}$ $\text{cp}_{\text{água}} = 1.004 \text{ [kJ/kg}^\circ\text{K}^{-1}\text{]}$ $\text{dist}_{\text{tubo}} = 0.14 \text{ [m]}$ $\text{Esp}_{\text{colector}} = 0.06 \text{ [m]}$ $\text{Esp}_{\text{v1}} = 0.006 \text{ [m]}$ $F_{\text{escoamento}} = 0.9822 \text{ [-]}$ $\text{hcv}_{\text{água}} = 1.027 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $I = 1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$ $k_{\text{coleta}} = 395.1 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\mu_{\text{água}} = 0.0002577 \text{ [Pa}^\circ\text{s]}$ $n_{\text{tubo}} = 13 \text{ [-]}$ $\text{Pr}_{\text{água}} = 0.7288 \text{ [-]}$ $\text{P}_{\text{coleta}} = 101.3 \text{ [kPa]}$ $\text{Q}_{\text{Propo},\text{cv}} = 78.81 \text{ [W]}$ $\text{Q}_{\text{sol},\text{v1}} = 134 \text{ [W]}$ $\text{Qv1}_{\text{v1}} = 221.1 \text{ [W]}$ $\text{Re}_{\text{coleta}} = 0.855$ $\text{Re}_{\text{coleta}} = 8900 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ $\text{T}_{\text{água},\text{K}} = 45 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\text{Tm}_{\text{redusid},\text{K}} = 482 \text{ [K]}$ $\text{T}_{\text{água},\text{K}} = 54.6 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\text{T}_{\text{água}} = 50 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $U_{\text{b}} = 0.5535 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$	$A_{\text{cv,tubo}} = 0.04624 \text{ [m}^2\text{]}$ $A_p = 2.679 \text{ [m}^2\text{]}$ $\text{caudal}_{\text{água}} = 0.02 \text{ [kg/(s}^\circ\text{m}^2\text{)]}$ $c_{\text{coleta}} = 0.3938 \text{ [kJ/kg}^\circ\text{K}^{-1}\text{]}$ $d_{\text{cv,tubo}} = 0.012 \text{ [m]}$ $\text{Esp}_{\text{coleta}} = 0.04 \text{ [m]}$ $f = 0.07195$ $\text{hcd}_{\text{base}} = 0.5039 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\text{hr}_{\text{v1}} = 0.1573 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $k_{\text{água}} = 0.6306 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\text{Lc} = 0.1403 \text{ [m]}$ $\mu_{\text{água}} = 0.0001835 \text{ [Pa}^\circ\text{s]}$ $\text{PCv}_{\text{tubo}} = 0.03142 \text{ [m]}$ $\text{P}_{\text{água}} = 303.9 \text{ [kPa]}$ $\text{P}_{\text{coleta}} = 6.584 \text{ [m]}$ $\text{Q}_{\text{Propo},\text{v}} = 12.07 \text{ [W]}$ $\text{Q}_{\text{v1}} = 2150 \text{ [W]}$ $\text{Re}_{\text{água}} = 7551 \text{ [-]}$ $\text{Re}_{\text{água}} = 24481 \text{ [-]}$ $\text{tau}_{\text{água}} = 0.855 \text{ [-]}$ $\text{T}_{\text{água},\text{K}} = 318.2 \text{ [K]}$ $\text{Tm}_{\text{redusid},\text{K}} = 0.1888 \text{ [K}^\circ\text{m}^2\text{W}^{-1}\text{]}$ $\text{T}_{\text{água},\text{K}} = 327.7 \text{ [K]}$ $\text{T}_{\text{at},\text{ext}} = 22 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $U_g = 3.061 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$	$\alpha_{\text{tubo}} = 0.95 \text{ [-]}$ $A_{\text{cv,tubo}} = 0.6012 \text{ [m}^2\text{]}$ $\text{caudal}_{\text{água}} = 0.05358 \text{ [kg/s]}$ $C_p = 1.82 \text{ [m]}$ $d_{\text{cv,tubo}} = 0.01 \text{ [m]}$ $\text{Esp}_{\text{coleta}} = 0.025 \text{ [m]}$ $f_{\text{água}} = 267$ $\text{hcd}_{\text{água}} = 0.04954 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\text{hr}_{\text{v1}} = 0.2928 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $k_{\text{água}} = 0.02016 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\text{L}_p = 1.472 \text{ [m]}$ $\text{Nusselt}_{\text{água}} = 266$ $\text{PCv}_{\text{tubo},\text{total}} = 0.4084 \text{ [m]}$ $\text{P}_{\text{água}} = 3.92 \text{ [m]}$ $\text{Q}_{\text{água}} = 2150 \text{ [W]}$ $\text{Q}_{\text{sol}} = 2679 \text{ [W]}$ $\text{Qv1}_{\text{base}} = 90.89 \text{ [W]}$ $\text{Re}_{\text{Rough}} = 0.046 \text{ [-]}$ $\text{Re}_{\text{água}} = 1.402 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ $\text{cv1} = 0.9 \text{ [-]}$ $\text{Tm}_{\text{água},\text{K}} = 49.8 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\text{T}_{\text{p},\text{K}} = 53.47 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\text{Tv1}_{\text{K}} = 24.83 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\text{T}_{\text{coleta}} = 100 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $U_{\text{g},\text{p}} = 1.567 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$	$\alpha_{\text{tubo}} = 0.05 \text{ [-]}$ $A_{\text{v1}} = 2.679 \text{ [m}^2\text{]}$ $\text{cp}_{\text{água}} = 4.181 \text{ [kJ/kg}^\circ\text{K}^{-1}\text{]}$ $\Delta P = 13.23 \text{ [kPa]}$ $\text{Em}_{\text{v1}} = 0.04 \text{ [-]}$ $\text{Esp}_{\text{coleta}} = 0.035 \text{ [m]}$ $\text{Fr} = 0.9686 \text{ [-]}$ $\text{hcv}_{\text{água}} = 0 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\text{hr}_{\text{v1}} = 17.1 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $k_{\text{água}} = 0.02529 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $m = 0.06251$ $\text{Nusselt}_{\text{água}} = 208.5 \text{ [-]}$ $\text{Pr}_{\text{água}} = 3.628 \text{ [-]}$ $\text{P}_{\text{água},\text{h}} = 3.224 \text{ [m]}$ $\text{Q}_{\text{água}} = 49.82 \text{ [W]}$ $\text{Q}_{\text{sol}} = 2411 \text{ [W]}$ $\text{Qv1}_{\text{base}} = 3.785 \text{ [W]}$ $\text{Re}_{\text{Rough}} = 1 \text{ [-]}$ $\text{Re}_{\text{água}} = 1.196 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ $\text{T}_{\text{at},\text{K}} = 293.2 \text{ [K]}$ $\text{Tm}_{\text{água},\text{K}} = 322.9 \text{ [K]}$ $\text{T}_{\text{p},\text{K}} = 326.6 \text{ [K]}$ $\text{Tv1}_{\text{K}} = 298 \text{ [K]}$ $\text{T}_{\text{sol},\text{p}} = 74 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $U_{\text{t}} = 1.184 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $V_{\text{vento}} = 3 \text{ [m/s]}$	$\text{Altura}_{\text{coleta}} = 1.472 \text{ [m]}$ $A_{\text{coleta}} = 0.5267 \text{ [m}^2\text{]}$ $\text{cp}_{\text{água}} = 0.5212 \text{ [kJ/kg}^\circ\text{K}^{-1}\text{]}$ $\Delta T_{\text{água}} = 188.9 \text{ [K]}$ $\text{Em}_{\text{v1}} = 0.05 \text{ [-]}$ $\text{Esp}_{\text{p}} = 0.0005 \text{ [m]}$ $F_{\text{at},\text{c}} = 0.9862 \text{ [-]}$ $\text{hcv}_{\text{p}} = 1.027 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\text{hr}_{\text{t}} = 974.7 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $k_{\text{base}} = 0.02016 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $\mu_{\text{água}} = 0.0005471 \text{ [Pa}^\circ\text{s]}$ $\text{Nusselt}_{\text{água}} = 1.2 \text{ [-]}$ $\text{Pr}_{\text{água}} = 0.6663 \text{ [-]}$ $\text{P}_{\text{água}} = 101.3 \text{ [kPa]}$ $\text{Q}_{\text{água}} = 90.89 \text{ [W]}$ $\text{Q}_{\text{sol},\text{p}} = 2291 \text{ [W]}$ $\text{Qv1}_{\text{topo}} = 224.8 \text{ [W]}$ $\text{Re}_{\text{coleta}} = 0.8025 \text{ [-]}$ $\text{Re}_{\text{coleta}} = 1.196 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ $\text{T}_{\text{água},\text{K}} = 293.2 \text{ [K]}$ $\text{Tm}_{\text{água},\text{K}} = 328 \text{ [K]}$ $\text{T}_{\text{p},\text{K},\text{teste}} = 326 \text{ [K]}$ $\text{Tv1}_{\text{K},\text{teste}} = 293 \text{ [K]}$ $U_{\text{ag}} = 974.7 \text{ [W/m}^2\text{K}^{-1}\text{]}$ $V_{\text{vento}} = 3 \text{ [m/s]}$
---	--	--	---	--

Fig. 121 – Lista de resultados do calculo para o CST_{90argv} com água e tubos na vertical

Colector solar térmico plano de elevada eficiência

$A_c = 2,679 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{c,tubo} = 0,05718 \text{ [m}^2\text{]}$	$\alpha_{tubo} = 0,95 \text{ [-]}$	$\alpha_{tubo,1} = 0,05 \text{ [-]}$	$A_{tubo,coletor} = 1,472 \text{ [m}^2\text{]}$
$\alpha_{tubo} = 45 \text{ [deg]}$	$A_p = 2,679 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{c,tubo} = 0,5718 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{c,1} = 2,679 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{lateral,coletor} = 0,5267 \text{ [m}^2\text{]}$
$\rho_{aer} = 0,005358 \text{ [kg/s]}$	$\rho_{aer,tubo} = 0,02 \text{ [kg/(s}^2\text{m}^2\text{)]}$	$\rho_{aer,tubo} = 0,05358 \text{ [kg/s]}$	$\rho_{aer,tubo} = 4,181 \text{ [kg/(kg}^2\text{K}^2\text{)]}$	$\rho_{aer,tubo} = 0,5212 \text{ [kg/(kg}^2\text{K}^2\text{)]}$
$C_{p,aer} = 1,004 \text{ [kJ/(kg}^2\text{K}^2\text{)]}$	$C_{p,aer} = 0,3938 \text{ [kJ/(kg}^2\text{K}^2\text{)]}$	$C_p = 1,82 \text{ [m]}$	$\Delta P = 22,29 \text{ [kPa]}$	$\Delta T_{gratco} = 188,8 \text{ [K]}$
$d_{ext,tubo} = 0,14 \text{ [m]}$	$d_{ext,tubo} = 0,012 \text{ [m]}$	$d_{ext,tubo} = 0,01 \text{ [m]}$	$E_{m,p} = 0,04 \text{ [-]}$	$E_{m,v,1} = 0,05 \text{ [-]}$
$E_{p,coletor} = 0,08 \text{ [m]}$	$E_{p,coletor} = 0,04 \text{ [m]}$	$E_{p,coletor} = 0,025 \text{ [m]}$	$E_{p,coletor} = 0,035 \text{ [m]}$	$E_{p,p} = 0,0005 \text{ [m]}$
$E_{p,v,1} = 0,006 \text{ [m]}$	$f = 0,07172$	$f_{ag} = 267$	$Fr = 0,9685 \text{ [-]}$	$F_{eff} = 0,9882 \text{ [-]}$
$F_{escoamento} = 0,9801 \text{ [-]}$	$h_{cd,tubo} = 0,5039 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$h_{cd,tubo} = 0,4954 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$h_{cd,tubo} = 0 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$h_{cd,tubo} = 1,431 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$
$h_{c,ag} = 1,431 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$h_{p} = 0,1571 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$h_{p,1} = 0,2938 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$h_w = 17,1 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$h_T = 1275 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$
$I = 1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$	$k_{agua} = 0,6306 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$k_{ag} = 0,02016 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$k_{aer} = 0,02529 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$k_{base} = 0,02016 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$
$k_{coletor} = 395,1 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$L_c = 0,1403 \text{ [m]}$	$L_p = 1,472 \text{ [m]}$	$m = 0,05984$	$\mu_{agua} = 0,0005471 \text{ [Pa}^2\text{s]}$
$\mu_{ag} = 0,0002577 \text{ [Pa}^2\text{s]}$	$\mu_{aer} = 0,0001835 \text{ [Pa}^2\text{s]}$	$Nusselt_{ag} = 266$	$Nusselt_{ag} = 272,9 \text{ [-]}$	$Nusselt_{ag} = 1,672 \text{ [-]}$
$n_{tubo} = 10 \text{ [-]}$	$P_{c,tubo} = 0,03142 \text{ [m]}$	$P_{c,tubo,tubo} = 0,3142 \text{ [m]}$	$P_{tubo} = 3,628 \text{ [H]}$	$P_{tubo} = 0,6663 \text{ [-]}$
$P_{aer,tubo} = 0,7288 \text{ [H]}$	$P_{agua} = 303,9 \text{ [kPa]}$	$P_{aer,tubo} = 3,224 \text{ [m]}$	$P_{aer,tubo} = 101,3 \text{ [kPa]}$	$P_{aer,tubo} = 101,3 \text{ [kPa]}$
$P_{lateral,coletor} = 6,584 \text{ [m]}$	$Q_{p,ag} = 2126 \text{ [W]}$	$Q_{p,base} = 48,43 \text{ [W]}$	$Q_{p,base} = 116,1 \text{ [W]}$	$Q_{p,base,cv} = 10,46 \text{ [W]}$
$Q_{p,tubo} = 11,49 \text{ [W]}$	$Q_{sol} = 2679 \text{ [W]}$	$Q_{sol} = 2411 \text{ [W]}$	$Q_{sol,p} = 2291 \text{ [W]}$	$Q_{sol,p,1} = 134 \text{ [W]}$
$Q_u = 2126 \text{ [W]}$	$Q_{v,base} = 11,61 \text{ [W]}$	$Q_{v,base} = 4,221 \text{ [W]}$	$Q_{v,tubo} = 250,1 \text{ [W]}$	$Q_{v,tubo} = 245,8 \text{ [W]}$
$R_{a,ag} = 7551 \text{ [-]}$	$R_{a,tubo} = 0,046 \text{ [-]}$	$R_{a,tubo} = 1 \text{ [-]}$	$R_{a,coletor} = 0,7936 \text{ [H]}$	$R_{a,tubo} = 0,855$
$R_{a,ag} = 31826 \text{ [-]}$	$R_{agua} = 988,1 \text{ [kg/m}^2\text{]}$	$R_{ag} = 1,402 \text{ [kg/m}^2\text{]}$	$R_{aer} = 1,196 \text{ [kg/m}^2\text{]}$	$R_{coletor} = 8900 \text{ [kg/m}^2\text{]}$
$\tau_{a,ag} = 0,855 \text{ [-]}$	$\tau_{v,1} = 0,9 \text{ [-]}$	$\tau_{ext,C} = 20 \text{ [C]}$	$\tau_{ext,K} = 293,2 \text{ [K]}$	$\tau_{ext,K} = 46 \text{ [C]}$
$\tau_{a,ag,K} = 318,2 \text{ [K]}$	$\tau_{m,ag,C} = 49,75 \text{ [C]}$	$\tau_{m,ag,K} = 322,9 \text{ [K]}$	$\tau_{m,ag,K} = 328 \text{ [K]}$	$\tau_{m,ag,K} = 482 \text{ [K]}$
$\tau_{m,ext,K} = 0,1888 \text{ [K}^2\text{m}^2\text{W}^{-1}\text{]}$	$\tau_{p,C} = 62,66 \text{ [C]}$	$\tau_{p,K} = 325,8 \text{ [K]}$	$\tau_{p,K,tubo} = 326 \text{ [K]}$	$\tau_{a,ag,C} = 54,49 \text{ [C]}$
$\tau_{a,ag,K} = 327,6 \text{ [K]}$	$\tau_{v,C} = 25,37 \text{ [C]}$	$\tau_{v,K} = 298,5 \text{ [K]}$	$\tau_{v,K,tubo} = 293 \text{ [K]}$	$\tau_{a,ag} = 50 \text{ [C]}$
$\tau_{a,ext} = 22 \text{ [C]}$	$\tau_{coletor} = 100 \text{ [C]}$	$\tau_{tubo,p} = 74 \text{ [C]}$	$U_{ag} = 1275 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$U_b = 0,5535 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$
$U_g = 3,411 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$U_{dp} = 1,88 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$U_t = 1,588 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$V_{vento} = 3 \text{ [m/s]}$	

Fig. 122 – Lista de resultados do calculo para o CST_{45argH} com árgon e tubos na vertical

$A_c = 2,679 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{c,tubo} = 0,05718 \text{ [m}^2\text{]}$	$\alpha_{tubo} = 0,95 \text{ [-]}$	$\alpha_{tubo,1} = 0,05 \text{ [-]}$	$A_{tubo,coletor} = 1,472 \text{ [m}^2\text{]}$
$\alpha_{tubo} = 90 \text{ [deg]}$	$A_p = 2,679 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{c,tubo} = 0,5718 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{c,1} = 2,679 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{lateral,coletor} = 0,5267 \text{ [m}^2\text{]}$
$\rho_{aer} = 0,005358 \text{ [kg/s]}$	$\rho_{aer,tubo} = 0,02 \text{ [kg/(s}^2\text{m}^2\text{)]}$	$\rho_{aer,tubo} = 0,05358 \text{ [kg/s]}$	$\rho_{aer,tubo} = 4,181 \text{ [kg/(kg}^2\text{K}^2\text{)]}$	$\rho_{aer,tubo} = 0,5212 \text{ [kg/(kg}^2\text{K}^2\text{)]}$
$C_{p,aer} = 1,004 \text{ [kJ/(kg}^2\text{K}^2\text{)]}$	$C_{p,aer} = 0,3938 \text{ [kJ/(kg}^2\text{K}^2\text{)]}$	$C_p = 1,82 \text{ [m]}$	$\Delta P = 22,29 \text{ [kPa]}$	$\Delta T_{gratco} = 188,8 \text{ [K]}$
$d_{ext,tubo} = 0,14 \text{ [m]}$	$d_{ext,tubo} = 0,012 \text{ [m]}$	$d_{ext,tubo} = 0,01 \text{ [m]}$	$E_{m,p} = 0,04 \text{ [-]}$	$E_{m,v,1} = 0,05 \text{ [-]}$
$E_{p,coletor} = 0,08 \text{ [m]}$	$E_{p,coletor} = 0,04 \text{ [m]}$	$E_{p,coletor} = 0,025 \text{ [m]}$	$E_{p,coletor} = 0,035 \text{ [m]}$	$E_{p,p} = 0,0005 \text{ [m]}$
$E_{p,v,1} = 0,006 \text{ [m]}$	$f = 0,07172$	$f_{ag} = 267$	$Fr = 0,9714 \text{ [-]}$	$F_{eff} = 0,9893 \text{ [-]}$
$F_{escoamento} = 0,9819 \text{ [-]}$	$h_{cd,tubo} = 0,5039 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$h_{cd,tubo} = 0,4954 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$h_{cd,tubo} = 0 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$h_{cd,tubo} = 1,431 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$
$h_{c,ag} = 1,027 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$h_{p} = 0,1567 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$h_{p,1} = 0,2927 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$h_w = 17,1 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$h_T = 1275 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$
$I = 1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$	$k_{agua} = 0,6306 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$k_{ag} = 0,02016 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$k_{aer} = 0,02529 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$k_{base} = 0,02016 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$
$k_{coletor} = 395,1 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$L_c = 0,1403 \text{ [m]}$	$L_p = 1,472 \text{ [m]}$	$m = 0,05896$	$\mu_{agua} = 0,0005471 \text{ [Pa}^2\text{s]}$
$\mu_{ag} = 0,0002577 \text{ [Pa}^2\text{s]}$	$\mu_{aer} = 0,0001835 \text{ [Pa}^2\text{s]}$	$Nusselt_{ag} = 266$	$Nusselt_{ag} = 272,9 \text{ [-]}$	$Nusselt_{ag} = 1,2 \text{ [-]}$
$n_{tubo} = 10 \text{ [-]}$	$P_{c,tubo} = 0,03142 \text{ [m]}$	$P_{c,tubo,tubo} = 0,3142 \text{ [m]}$	$P_{tubo} = 3,628 \text{ [H]}$	$P_{tubo} = 0,6663 \text{ [-]}$
$P_{aer,tubo} = 0,7288 \text{ [H]}$	$P_{agua} = 303,9 \text{ [kPa]}$	$P_{aer,tubo} = 3,224 \text{ [m]}$	$P_{aer,tubo} = 101,3 \text{ [kPa]}$	$P_{aer,tubo} = 101,3 \text{ [kPa]}$
$P_{lateral,coletor} = 6,584 \text{ [m]}$	$Q_{p,ag} = 2153 \text{ [W]}$	$Q_{p,base} = 48,57 \text{ [W]}$	$Q_{p,base} = 88,74 \text{ [W]}$	$Q_{p,base,cv} = 76,89 \text{ [W]}$
$Q_{p,tubo} = 11,75 \text{ [W]}$	$Q_{sol} = 2679 \text{ [W]}$	$Q_{sol} = 2411 \text{ [W]}$	$Q_{sol,p} = 2291 \text{ [W]}$	$Q_{sol,p,1} = 134 \text{ [W]}$
$Q_u = 2153 \text{ [W]}$	$Q_{v,base} = 88,74 \text{ [W]}$	$Q_{v,base} = 3,748 \text{ [W]}$	$Q_{v,tubo} = 222,7 \text{ [W]}$	$Q_{v,tubo} = 218,9 \text{ [W]}$
$R_{a,ag} = 7551 \text{ [H]}$	$R_{a,tubo} = 0,046 \text{ [H]}$	$R_{a,tubo} = 1 \text{ [H]}$	$R_{a,coletor} = 0,8037 \text{ [H]}$	$R_{a,tubo} = 0,855$
$R_{a,ag} = 31826 \text{ [-]}$	$R_{agua} = 988,1 \text{ [kg/m}^2\text{]}$	$R_{ag} = 1,402 \text{ [kg/m}^2\text{]}$	$R_{aer} = 1,196 \text{ [kg/m}^2\text{]}$	$R_{coletor} = 8900 \text{ [kg/m}^2\text{]}$
$\tau_{a,ag} = 0,855 \text{ [-]}$	$\tau_{v,1} = 0,9 \text{ [-]}$	$\tau_{ext,C} = 20 \text{ [C]}$	$\tau_{ext,K} = 293,2 \text{ [K]}$	$\tau_{ext,K} = 46 \text{ [C]}$
$\tau_{a,ag,K} = 318,2 \text{ [K]}$	$\tau_{m,ag,C} = 49,81 \text{ [C]}$	$\tau_{m,ag,K} = 323 \text{ [K]}$	$\tau_{m,ag,K} = 328 \text{ [K]}$	$\tau_{m,ag,K} = 482 \text{ [K]}$
$\tau_{m,ext,K} = 0,1889 \text{ [K}^2\text{m}^2\text{W}^{-1}\text{]}$	$\tau_{p,C} = 52,76 \text{ [C]}$	$\tau_{p,K} = 325,9 \text{ [K]}$	$\tau_{p,K,tubo} = 326 \text{ [K]}$	$\tau_{a,ag,C} = 54,61 \text{ [C]}$
$\tau_{a,ag,K} = 327,8 \text{ [K]}$	$\tau_{v,C} = 24,78 \text{ [C]}$	$\tau_{v,K} = 297,9 \text{ [K]}$	$\tau_{v,K,tubo} = 293 \text{ [K]}$	$\tau_{a,ag} = 50 \text{ [C]}$
$\tau_{a,ext} = 22 \text{ [C]}$	$\tau_{coletor} = 100 \text{ [C]}$	$\tau_{tubo,p} = 74 \text{ [C]}$	$U_{ag} = 1275 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$U_b = 0,5535 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$
$U_g = 3,091 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$U_{dp} = 1,565 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$U_t = 1,184 \text{ [W/(m}^2\text{K}^2\text{)]}$	$V_{vento} = 3 \text{ [m/s]}$	

Fig. 123 – Lista de resultados do calculo para o CST_{90argH} com árgon e tubos na vertical



Colector solar térmico plano de elevada eficiência

$A_c = 2.016 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{cv,tubo} = 0.03958 \text{ [m}^2\text{]}$	$\alpha_{f,p} = 0.95 \text{ [-]}$	$\alpha_{f,v1} = 0.05 \text{ [-]}$	$A_{h,tubo,p} = 1.26 \text{ [m]}$
$\alpha_{n,tubo} = 45 \text{ [deg]}$	$A_p = 2.016 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{cv,tubo} = 0.3583 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{v1} = 2.016 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{lateral,colector} = 0.4576 \text{ [m}^2\text{]}$
$\rho_{a,colet} = 0.00448 \text{ [kg/s]}$	$\rho_{a,colet} = 0.02 \text{ [kg/(s}^2\text{m}^2\text{)]}$	$\rho_{a,colet} = 0.04032 \text{ [kg/s]}$	$\rho_{p,agua} = 4.181 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$\rho_{p,agua} = 0.5212 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$
$\rho_{p,ar,colet} = 1.004 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$\rho_{co,colet} = 0.3938 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$C_p = 1.6 \text{ [m]}$	$\Delta P = 13.41 \text{ [kPa]}$	$\delta T_{grafico} = 188.7 \text{ [K]}$
$d_{ext,tubo} = 0.14 \text{ [m]}$	$d_{ext,tubo} = 0.012 \text{ [m]}$	$d_{ext,tubo} = 0.01 \text{ [m]}$	$Em_{p2} = 0.04 \text{ [H]}$	$Em_{v1} = 0.05 \text{ [H]}$
$E_{sp,colector} = 0.06 \text{ [m]}$	$E_{sp,tubo,base} = 0.04 \text{ [m]}$	$E_{sp,tubo,lateral} = 0.025 \text{ [m]}$	$E_{sp,tubo,p} = 0.035 \text{ [m]}$	$E_{sp,p} = 0.0005 \text{ [m]}$
$E_{sp,v1} = 0.006 \text{ [m]}$	$f = 0.07211$	$f_{f,ag} = 267$	$Fr = 0.9622 \text{ [H]}$	$F_{f,co} = 0.9841 \text{ [-]}$
$F_{escoamento} = 0.9777 \text{ [H]}$	$h_{cd1,base} = 0.5039 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{cd,tubo} = 0.05719 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{co,colet} = 0 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{co,p} = 2.064 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$
$h_{co,v1} = 2.064 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{r,p} = 0.1587 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{r,v1} = 0.2951 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{w} = 17.1 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{r1} = 1065 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$
$l = 1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$	$k_{agua} = 0.6306 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$k_{ag} = 0.02016 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$k_{ar,colet} = 0.02529 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$k_{base} = 0.02016 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$
$k_{co,colet} = 395.1 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$L_c = 0.1403 \text{ [m]}$	$L_p = 1.26 \text{ [m]}$	$m = 0.06601$	$\mu_{agua} = 0.0005471 \text{ [Pa}^{\circ}\text{s]}$
$\mu_{ar} = 0.0002577 \text{ [Pa}^{\circ}\text{s]}$	$\mu_{ar,colet} = 0.0001835 \text{ [Pa}^{\circ}\text{s]}$	$Nusselt_{f,ag} = 256$	$Nusselt_{f,ag} = 227.9 \text{ [H]}$	$Nusselt_{f,co} = 1.614 \text{ [-]}$
$n_{tubo} = 9 \text{ [-]}$	$P_{cv,tubo} = 0.03142 \text{ [m]}$	$P_{cv,tubo,tot} = 0.2827 \text{ [m]}$	$P_{f,agua} = 3.628 \text{ [-]}$	$P_{f,ag} = 0.6663 \text{ [-]}$
$P_{f,ar,colet} = 0.7288 \text{ [-]}$	$P_{f,agua} = 303.9 \text{ [kPa]}$	$P_{f,ar,colet} = 3.48 \text{ [m]}$	$P_{f,ar,colet} = 2.8 \text{ [m]}$	$P_{f,ar,colet} = 101.3 \text{ [kPa]}$
$P_{colet} = 101.3 \text{ [kPa]}$	$P_{lateral,colector} = 5.72 \text{ [m]}$	$Q_{p,ag} = 1563 \text{ [W]}$	$Q_{p,base} = 38.18 \text{ [W]}$	$Q_{p,tubo} = 122.7 \text{ [W]}$
$Q_{p,agua,colet} = 113.9 \text{ [W]}$	$Q_{p,tubo} = 8.759 \text{ [W]}$	$Q_{sol} = 2016 \text{ [W]}$	$Q_{sol1} = 1814 \text{ [W]}$	$Q_{sol,p} = 1724 \text{ [W]}$
$Q_{sol,v1} = 100.8 \text{ [W]}$	$Q_u = 1563 \text{ [W]}$	$Q_{v1,base} = 122.7 \text{ [W]}$	$Q_{v1,colet} = 3.791 \text{ [W]}$	$Q_{v1,tubo} = 223.5 \text{ [W]}$
$Q_{v1,v1} = 213.7 \text{ [W]}$	$R_{f,colet} = 6889 \text{ [-]}$	$R_{f,tubo} = 0.046 \text{ [H]}$	$R_{f,tubo,colet} = 1 \text{ [-]}$	$R_{f,tubo,colet} = 0.7552 \text{ [H]}$
$R_{f,tubo,colet} = 0.855$	$R_{f,ag} = 26610 \text{ [-]}$	$R_{f,ag} = 988.1 \text{ [kg/m}^2\text{]}$	$R_{f,ag} = 1.402 \text{ [kg/m}^2\text{]}$	$R_{f,ar,colet} = 1.196 \text{ [kg/m}^2\text{]}$
$R_{co,colet} = 8900 \text{ [kg/m}^2\text{]}$	$\tau_{ou,colet} = 0.855 \text{ [-]}$	$\tau_{v1} = 0.9 \text{ [-]}$	$Text_{colet} = 20 \text{ [C]}$	$Text_{f,colet} = 293.2 \text{ [K]}$
$T_{f,ag,colet} = 45 \text{ [C]}$	$T_{f,ag,K} = 318.2 \text{ [K]}$	$T_{m,ag,K} = 49.64 \text{ [C]}$	$T_{m,ag,K} = 322.9 \text{ [K]}$	$T_{m,ag,K} = 328 \text{ [K]}$
$T_{m,grafico,K} = 481.9 \text{ [K]}$	$T_{m,red,colet,K} = 0.1887 \text{ [K}^2\text{m}^2\text{W}^{-1}\text{]}$	$T_{p,C} = 53.75 \text{ [C]}$	$T_{p,K} = 326.9 \text{ [K]}$	$T_{p,K,colet} = 326 \text{ [K]}$
$T_{s,ag,K} = 54.27 \text{ [C]}$	$T_{s,ag,K} = 327.4 \text{ [K]}$	$T_{v1,C} = 26.37 \text{ [C]}$	$T_{v1,K} = 299.5 \text{ [K]}$	$T_{v1,K,colet} = 293 \text{ [K]}$
$T_{agua} = 50 \text{ [C]}$	$T_{ar,colet} = 22 \text{ [C]}$	$T_{co,colet} = 100 \text{ [C]}$	$T_{sol,p} = 74 \text{ [C]}$	$U_{ag} = 1065 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$
$U_b = 0.5611 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$U_g = 3.845 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$U_{gp} = 2.364 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$U_k = 2.222 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$V_{vento} = 3 \text{ [m/s]}$

Fig. 124 – Lista de resultados do calculo para o CST_{45arv} com ar seco e tubos na vertical

$A_c = 2.184 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{cv,tubo} = 0.05278 \text{ [m}^2\text{]}$	$\alpha_{f,p} = 0.95 \text{ [-]}$	$\alpha_{f,v1} = 0.05 \text{ [-]}$	$A_{h,tubo,p} = 0.84 \text{ [m]}$
$\alpha_{n,tubo} = 45 \text{ [deg]}$	$A_p = 2.184 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{cv,tubo} = 0.475 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{v1} = 2.184 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{lateral,colector} = 0.3576 \text{ [m}^2\text{]}$
$\rho_{a,colet} = 0.004853 \text{ [kg/s]}$	$\rho_{a,colet} = 0.02 \text{ [kg/(s}^2\text{m}^2\text{)]}$	$\rho_{a,colet} = 0.04368 \text{ [kg/s]}$	$\rho_{p,agua} = 4.181 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$\rho_{p,agua} = 0.5212 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$
$\rho_{p,ar,colet} = 1.004 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$\rho_{co,colet} = 0.3938 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$C_p = 1.3 \text{ [m]}$	$\Delta P = 20.84 \text{ [kPa]}$	$\delta T_{grafico} = 188.9 \text{ [K]}$
$d_{ext,tubo} = 0.14 \text{ [m]}$	$d_{ext,tubo} = 0.012 \text{ [m]}$	$d_{ext,tubo} = 0.01 \text{ [m]}$	$Em_{p2} = 0.04 \text{ [-]}$	$Em_{v1} = 0.05 \text{ [-]}$
$E_{sp,colector} = 0.06 \text{ [m]}$	$E_{sp,tubo,base} = 0.04 \text{ [m]}$	$E_{sp,tubo,lateral} = 0.025 \text{ [m]}$	$E_{sp,tubo,p} = 0.02 \text{ [m]}$	$E_{sp,p} = 0.0005 \text{ [m]}$
$E_{sp,v1} = 0.006 \text{ [m]}$	$f = 0.07161$	$f_{f,ag} = 267$	$Fr = 0.9698 \text{ [-]}$	$F_{f,co} = 0.9879 \text{ [-]}$
$F_{escoamento} = 0.9817 \text{ [H]}$	$h_{cd1,base} = 0.5039 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{cd,tubo} = 0.05501 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{co,colet} = 0 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{co,p} = 1.098 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$
$h_{co,v1} = 1.098 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{r,p} = 0.157 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{r,v1} = 0.2929 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{w} = 17.1 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{r1} = 1150 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$
$l = 1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$	$k_{agua} = 0.6306 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$k_{ag} = 0.02016 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$k_{ar,colet} = 0.02529 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$k_{base} = 0.02016 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$
$k_{co,colet} = 395.1 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$L_c = 0.1403 \text{ [m]}$	$L_p = 1.68 \text{ [m]}$	$m = 0.05429$	$\mu_{agua} = 0.0005471 \text{ [Pa}^{\circ}\text{s]}$
$\mu_{ar} = 0.0002577 \text{ [Pa}^{\circ}\text{s]}$	$\mu_{ar,colet} = 0.0001835 \text{ [Pa}^{\circ}\text{s]}$	$Nusselt_{f,ag} = 256$	$Nusselt_{f,ag} = 246 \text{ [H]}$	$Nusselt_{f,co} = 1.352 \text{ [H]}$
$n_{tubo} = 9 \text{ [-]}$	$P_{cv,tubo} = 0.03142 \text{ [m]}$	$P_{cv,tubo,tot} = 0.2827 \text{ [m]}$	$P_{f,agua} = 3.628 \text{ [-]}$	$P_{f,ag} = 0.6663 \text{ [-]}$
$P_{f,ar,colet} = 0.7288 \text{ [-]}$	$P_{f,agua} = 303.9 \text{ [kPa]}$	$P_{f,ar,colet} = 2.88 \text{ [m]}$	$P_{f,ar,colet} = 3.64 \text{ [m]}$	$P_{f,ar,colet} = 101.3 \text{ [kPa]}$
$P_{colet} = 101.3 \text{ [kPa]}$	$P_{lateral,colector} = 5.96 \text{ [m]}$	$Q_{p,ag} = 1750 \text{ [W]}$	$Q_{p,base} = 40.28 \text{ [W]}$	$Q_{p,tubo} = 77 \text{ [W]}$
$Q_{p,agua,colet} = 67.37 \text{ [W]}$	$Q_{p,tubo} = 9.634 \text{ [W]}$	$Q_{sol} = 2184 \text{ [W]}$	$Q_{sol1} = 1966 \text{ [W]}$	$Q_{sol,p} = 1867 \text{ [W]}$
$Q_{sol,v1} = 109.2 \text{ [W]}$	$Q_u = 1750 \text{ [W]}$	$Q_{v1,base} = 77 \text{ [W]}$	$Q_{v1,colet} = 3.135 \text{ [W]}$	$Q_{v1,tubo} = 186.2 \text{ [W]}$
$Q_{v1,v1} = 183.1 \text{ [W]}$	$R_{f,colet} = 4733 \text{ [-]}$	$R_{f,tubo} = 0.046 \text{ [-]}$	$R_{f,tubo,colet} = 1 \text{ [-]}$	$R_{f,tubo,colet} = 0.8013 \text{ [-]}$
$R_{f,tubo,colet} = 0.855$	$R_{f,ag} = 26827 \text{ [-]}$	$R_{f,ag} = 988.1 \text{ [kg/m}^2\text{]}$	$R_{f,ag} = 1.402 \text{ [kg/m}^2\text{]}$	$R_{f,ar,colet} = 1.196 \text{ [kg/m}^2\text{]}$
$R_{co,colet} = 8900 \text{ [kg/m}^2\text{]}$	$\tau_{ou,colet} = 0.855 \text{ [-]}$	$\tau_{v1} = 0.9 \text{ [H]}$	$Text_{colet} = 20 \text{ [C]}$	$Text_{f,colet} = 293.2 \text{ [K]}$
$T_{f,ag,colet} = 45 \text{ [C]}$	$T_{f,ag,K} = 318.2 \text{ [K]}$	$T_{m,ag,K} = 49.79 \text{ [C]}$	$T_{m,ag,K} = 322.9 \text{ [K]}$	$T_{m,ag,K} = 328 \text{ [K]}$
$T_{m,grafico,K} = 482 \text{ [K]}$	$T_{m,red,colet,K} = 0.1889 \text{ [K}^2\text{m}^2\text{W}^{-1}\text{]}$	$T_{p,C} = 53 \text{ [C]}$	$T_{p,K} = 326.1 \text{ [K]}$	$T_{p,K,colet} = 326 \text{ [K]}$
$T_{s,ag,K} = 54.58 \text{ [C]}$	$T_{s,ag,K} = 327.7 \text{ [K]}$	$T_{v1,C} = 24.9 \text{ [C]}$	$T_{v1,K} = 298.1 \text{ [K]}$	$T_{v1,K,colet} = 293 \text{ [K]}$
$T_{agua} = 50 \text{ [C]}$	$T_{ar,colet} = 22 \text{ [C]}$	$T_{co,colet} = 100 \text{ [C]}$	$T_{sol,p} = 74 \text{ [C]}$	$U_{ag} = 1150 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$
$U_b = 0.5589 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$U_g = 3.143 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$U_{gp} = 1.627 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$U_t = 1.255 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$V_{vento} = 3 \text{ [m/s]}$

Fig. 125 – Lista de resultados do calculo para o CST_{45kripv} com kripton e tubos na vertical



Colector solar térmico plano de elevada eficiência

$A_c = 2.016 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{c,tubo} = 0.05276 \text{ [m}^2\text{]}$	$\alpha_{f,p} = 0.96 \text{ [-]}$	$\alpha_{f,v1} = 0.05 \text{ [-]}$	$A_{h,tubo,p} = 0.42 \text{ [m]}$
$\alpha_{ang,p} = 45 \text{ [deg]}$	$A_p = 2.016 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{c,tubo} = 0.475 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{v1} = 2.016 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{lateral,colector} = 2.68 \text{ [m}^2\text{]}$
$c_{audel} = 0.00448 \text{ [kg/s]}$	$c_{audel,el} = 0.02 \text{ [kg/(s}^2\text{m}^2\text{)]}$	$c_{audel} = 0.04032 \text{ [kg/s]}$	$c_{p,agg} = 4.181 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$c_{p,agg} = 0.5212 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$
$c_{p,agg} = 1.004 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$c_{coole} = 0.3938 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$C_p = 1.2 \text{ [m]}$	$\Delta P = 17.78 \text{ [kPa]}$	$\delta T_{gratco} = 188.9 \text{ [K]}$
$d_{ext,tubo} = 0.132 \text{ [m]}$	$d_{ext,tubo} = 0.012 \text{ [m]}$	$d_{ext,tubo} = 0.01 \text{ [m]}$	$Em_{l,p} = 0.04 \text{ [-]}$	$Em_{v1} = 0.05 \text{ [-]}$
$E_{sp,colector} = 0.5 \text{ [m]}$	$E_{sp,tubo} = 0.04 \text{ [m]}$	$E_{sp,tubo} = 0.025 \text{ [m]}$	$E_{sp,tubo} = 0.01 \text{ [m]}$	$E_{sp,p} = 0.0005 \text{ [m]}$
$E_{sp,v1} = 0.006 \text{ [m]}$	$f = 0.07168$	$f_{agg} = 267$	$Fr = 0.9703 \text{ [-]}$	$F_{fic} = 0.988 \text{ [-]}$
$F_{escoamento} = 0.9821 \text{ [-]}$	$h_{cd1,base} = 0.5039 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{cd,agg} = 0.05759 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{cd,tubo} = 0 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{cd,p} = 0.9949 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$
$h_{cd,p} = 0.9949 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{fp} = 0.1569 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{v1} = 0.2927 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{w} = 17.1 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_T = 1.059 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$
$I = 1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$	$k_{agg} = 0.6306 \text{ [W/(m}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$k_{agg} = 0.02016 \text{ [W/(m}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$k_{agg} = 0.02529 \text{ [W/(m}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$k_{base} = 0.02016 \text{ [W/(m}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$
$k_{coole} = 395.1 \text{ [W/(m}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$L_c = 0.1323 \text{ [m]}$	$L_p = 1.68 \text{ [m]}$	$m = 0.05465$	$k_{agg} = 0.0005471 \text{ [Pa}^2\text{s]}$
$\mu_{agg} = 0.0002577 \text{ [Pa}^2\text{s]}$	$\mu_{agg} = 0.0001835 \text{ [Pa}^2\text{s]}$	$Nusselt_{agg} = 266$	$Nusselt_{agg} = 226.6 \text{ [-]}$	$Nusselt_{agg} = 1 \text{ [-]}$
$n_{tubo} = 9 \text{ [-]}$	$P_{c,tubo} = 0.03142 \text{ [m]}$	$P_{c,tubo} = 0.2827 \text{ [m]}$	$P_{agg} = 3.628 \text{ [-]}$	$P_{agg} = 0.6663 \text{ [-]}$
$P_{agg} = 0.7288 \text{ [-]}$	$P_{agg} = 303.9 \text{ [kPa]}$	$P_{agg} = 2.664 \text{ [m]}$	$P_{agg,h} = 3.624 \text{ [m]}$	$P_{agg,h} = 101.3 \text{ [kPa]}$
$P_{tubo} = 101.3 \text{ [kPa]}$	$P_{lateral,colector} = 5.76 \text{ [m]}$	$Q_{p,agg} = 1.621 \text{ [W]}$	$Q_{p,base} = 37.38 \text{ [W]}$	$Q_{p,tubo} = 65.67 \text{ [W]}$
$Q_{p,agg} = 56.73 \text{ [W]}$	$Q_{p,agg} = 8.946 \text{ [W]}$	$Q_{sol} = 2016 \text{ [W]}$	$Q_{sol} = 181.4 \text{ [W]}$	$Q_{sol,p} = 1724 \text{ [W]}$
$Q_{sol,v1} = 100.8 \text{ [W]}$	$Q_u = 1621 \text{ [W]}$	$Q_{v1,base} = 65.67 \text{ [W]}$	$Q_{v1,base} = 2.801 \text{ [W]}$	$Q_{v1,tubo} = 166.5 \text{ [W]}$
$Q_{v1,p} = 163.7 \text{ [W]}$	$R_{agg} = 1593 \text{ [-]}$	$R_{f,rough} = 0.046 \text{ [-]}$	$R_{f,rough} = 1 \text{ [-]}$	$R_{f,rough} = 0.8039 \text{ [-]}$
$R_{end,colector} = 0.855$	$R_{agg} = 26610 \text{ [-]}$	$\rho_{agg} = 988.1 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\rho_{agg} = 1.402 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\rho_{agg} = 1.196 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
$\rho_{coole} = 8900 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\tau_{au,agg} = 0.855 \text{ [-]}$	$\tau_{v1} = 0.9 \text{ [-]}$	$\tau_{agg} = 20 \text{ [K]}$	$\tau_{agg} = 293.2 \text{ [K]}$
$T_{agg,C} = 45 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{agg,K} = 318.2 \text{ [K]}$	$T_{agg,C} = 49.81 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{agg,K} = 323 \text{ [K]}$	$T_{agg,K} = 328 \text{ [K]}$
$T_{m,agg,K} = 482 \text{ [K]}$	$T_{m,agg,K} = 0.1889 \text{ [K}^2\text{m}^2\text{W}^{-1}\text{]}$	$T_{p,C} = 53.03 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{p,K} = 326.2 \text{ [K]}$	$T_{p,K} = 326 \text{ [K]}$
$T_{agg,C} = 54.61 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{agg,K} = 327.8 \text{ [K]}$	$T_{v1,C} = 24.75 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{v1,K} = 297.9 \text{ [K]}$	$T_{v1,K} = 293 \text{ [K]}$
$T_{agg} = 50 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{agg} = 22 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{coole} = 100 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{tubo} = 74 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$U_{agg} = 1.059 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$
$U_b = 0.5615 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$U_g = 3.062 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$U_{g,p} = 1.548 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$U_t = 1.152 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$V_{vento} = 3 \text{ [m/s]}$

Fig. 126 – Lista de resultados do calculo para o CST_{45xen1v} com xénon 1 e tubos na vertical

$A_c = 3 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{c,tubo} = 0.06283 \text{ [m}^2\text{]}$	$\alpha_{f,p} = 0.95 \text{ [-]}$	$\alpha_{f,v1} = 0.05 \text{ [-]}$	$A_{h,tubo,p} = 2 \text{ [m]}$
$\alpha_{ang,p} = 45 \text{ [deg]}$	$A_p = 3 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{c,tubo} = 0.6912 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{v1} = 3 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{lateral,colector} = 0.7 \text{ [m}^2\text{]}$
$c_{audel} = 0.005455 \text{ [kg/s]}$	$c_{audel,el} = 0.02 \text{ [kg/(s}^2\text{m}^2\text{)]}$	$c_{audel} = 0.06 \text{ [kg/s]}$	$c_{p,agg} = 4.181 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$c_{p,agg} = 0.5212 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$
$c_{p,agg} = 1.004 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$c_{coole} = 0.3938 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$C_p = 1.5 \text{ [m]}$	$\Delta P = 31.2 \text{ [kPa]}$	$\delta T_{gratco} = 188.9 \text{ [K]}$
$d_{ext,tubo} = 0.14 \text{ [m]}$	$d_{ext,tubo} = 0.012 \text{ [m]}$	$d_{ext,tubo} = 0.01 \text{ [m]}$	$Em_{l,p} = 0.04 \text{ [-]}$	$Em_{v1} = 0.05 \text{ [-]}$
$E_{sp,colector} = 0.1 \text{ [m]}$	$E_{sp,tubo} = 0.04 \text{ [m]}$	$E_{sp,tubo} = 0.025 \text{ [m]}$	$E_{sp,tubo} = 0.05 \text{ [m]}$	$E_{sp,p} = 0.0005 \text{ [m]}$
$E_{sp,v1} = 0.006 \text{ [m]}$	$f = 0.0713$	$f_{agg} = 267$	$Fr = 0.9727 \text{ [-]}$	$F_{fic} = 0.9899 \text{ [-]}$
$F_{escoamento} = 0.9827 \text{ [-]}$	$h_{cd1,base} = 0.5039 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{cd,agg} = 0.04703 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{cd,tubo} = 0 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{cd,p} = 0.9549 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$
$h_{cd,p} = 0.8548 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{fp} = 0.1564 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_{v1} = 0.2923 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_w = 17.1 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$h_T = 1.291 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$
$I = 1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$	$k_{agg} = 0.6306 \text{ [W/(m}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$k_{agg} = 0.02016 \text{ [W/(m}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$k_{agg} = 0.02529 \text{ [W/(m}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$k_{base} = 0.02016 \text{ [W/(m}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$
$k_{coole} = 395.1 \text{ [W/(m}^{\circ}\text{K}^{-1}\text{)]}$	$L_c = 0.1403 \text{ [m]}$	$L_p = 2 \text{ [m]}$	$m = 0.05621$	$k_{agg} = 0.0005471 \text{ [Pa}^2\text{s]}$
$\mu_{agg} = 0.0002577 \text{ [Pa}^2\text{s]}$	$\mu_{agg} = 0.0001835 \text{ [Pa}^2\text{s]}$	$Nusselt_{agg} = 266$	$Nusselt_{agg} = 276.3 \text{ [-]}$	$Nusselt_{agg} = 4.296 \text{ [-]}$
$n_{tubo} = 11 \text{ [-]}$	$P_{c,tubo} = 0.03142 \text{ [m]}$	$P_{c,tubo} = 0.3458 \text{ [m]}$	$P_{agg} = 3.628 \text{ [-]}$	$P_{agg} = 0.6663 \text{ [-]}$
$P_{agg} = 0.7288 \text{ [-]}$	$P_{agg} = 303.9 \text{ [kPa]}$	$P_{agg} = 3.28 \text{ [m]}$	$P_{agg,h} = 4.28 \text{ [m]}$	$P_{agg,h} = 101.3 \text{ [kPa]}$
$P_{tubo} = 101.3 \text{ [kPa]}$	$P_{lateral,colector} = 7 \text{ [m]}$	$Q_{p,agg} = 2426 \text{ [W]}$	$Q_{p,base} = 53.81 \text{ [W]}$	$Q_{p,tubo} = 85.09 \text{ [W]}$
$Q_{p,agg} = 71.94 \text{ [W]}$	$Q_{p,agg} = 13.16 \text{ [W]}$	$Q_{sol} = 3000 \text{ [W]}$	$Q_{sol} = 2700 \text{ [W]}$	$Q_{sol,p} = 2565 \text{ [W]}$
$Q_{sol,v1} = 150 \text{ [W]}$	$Q_u = 2426 \text{ [W]}$	$Q_{v1,base} = 65.09 \text{ [W]}$	$Q_{v1,base} = 3.951 \text{ [W]}$	$Q_{v1,tubo} = 235.1 \text{ [W]}$
$Q_{v1,p} = 231.1 \text{ [W]}$	$R_{agg} = 199142 \text{ [-]}$	$R_{f,rough} = 0.046 \text{ [-]}$	$R_{f,rough} = 1 \text{ [-]}$	$R_{f,rough} = 0.8067 \text{ [-]}$
$R_{end,colector} = 0.855$	$R_{agg} = 32399 \text{ [-]}$	$\rho_{agg} = 988.1 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\rho_{agg} = 1.402 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\rho_{agg} = 1.196 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
$\rho_{coole} = 8900 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\tau_{au,agg} = 0.855 \text{ [-]}$	$\tau_{v1} = 0.9 \text{ [-]}$	$\tau_{agg} = 20 \text{ [K]}$	$\tau_{agg} = 293.2 \text{ [K]}$
$T_{agg,C} = 45 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{agg,K} = 318.2 \text{ [K]}$	$T_{agg,C} = 49.84 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{agg,K} = 323 \text{ [K]}$	$T_{agg,K} = 328 \text{ [K]}$
$T_{m,agg,K} = 482.1 \text{ [K]}$	$T_{m,agg,K} = 0.1889 \text{ [K}^2\text{m}^2\text{W}^{-1}\text{]}$	$T_{p,C} = 52.55 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{p,K} = 325.7 \text{ [K]}$	$T_{p,K} = 326 \text{ [K]}$
$T_{agg,C} = 54.67 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{agg,K} = 327.8 \text{ [K]}$	$T_{v1,C} = 24.51 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{v1,K} = 297.7 \text{ [K]}$	$T_{v1,K} = 293 \text{ [K]}$
$T_{agg} = 50 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{agg} = 22 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{coole} = 100 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{tubo} = 74 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$U_{agg} = 1.291 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$
$U_b = 0.5509 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$U_g = 2.958 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$U_{g,p} = 1.422 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$U_t = 1.011 \text{ [W/(m}^2\text{K}^{-1}\text{)]}$	$V_{vento} = 3 \text{ [m/s]}$

Fig. 127 – Lista de resultados do calculo para o CST_{45xen2v} com xénon 2 e tubos na vertical

D) Anexo D – Protótipos construídos

1) Protótipo CST_{ar140}

Este protótipo é caracterizado por ser um colector solar térmico plano com uma superfície de absorção de 1.45m², constituído por 6 alhetas de 140x1750mm e diâmetro interior do tubo de 10mm com espessura de 0.5mm e espessura da placa de 0.30mm. Esta superfície tem um revestimento selectivo à base de uma liga de crómio-níquel com um coeficiente de absorção de 95% $\pm$ 2% e uma emissividade de 0.08 $\pm$ 2%.

As dimensões exteriores do colector são 1970x960x120mm equipado com um vidro normal de 6mm de espessura com transmissibilidade estimada em 80%, absorção de 5%, emissividade de 5%, e reflexão de 10%.

O isolamento superior da placa é por ar seco com 30mm de espessura e o isolamento inferior é feito por lã de rocha com uma espessura de 80mm. Os painéis laterais estão isolados com poliuretano e a espessura total de isolamento é de 25mm.

O caudal de serviço será de 20gr/s por área de superfície colectora.

A figura 128 ilustra a configuração e design deste protótipo.



Fig. 128 – Protótipo CST_{ar140} – colector solar térmico

Os parâmetros estimados para o desempenho deste protótipo, determinados de acordo com o modelo numérico já apresentado no capítulo deste relatório, estão resumidos na seguinte figura e respectiva tabela:

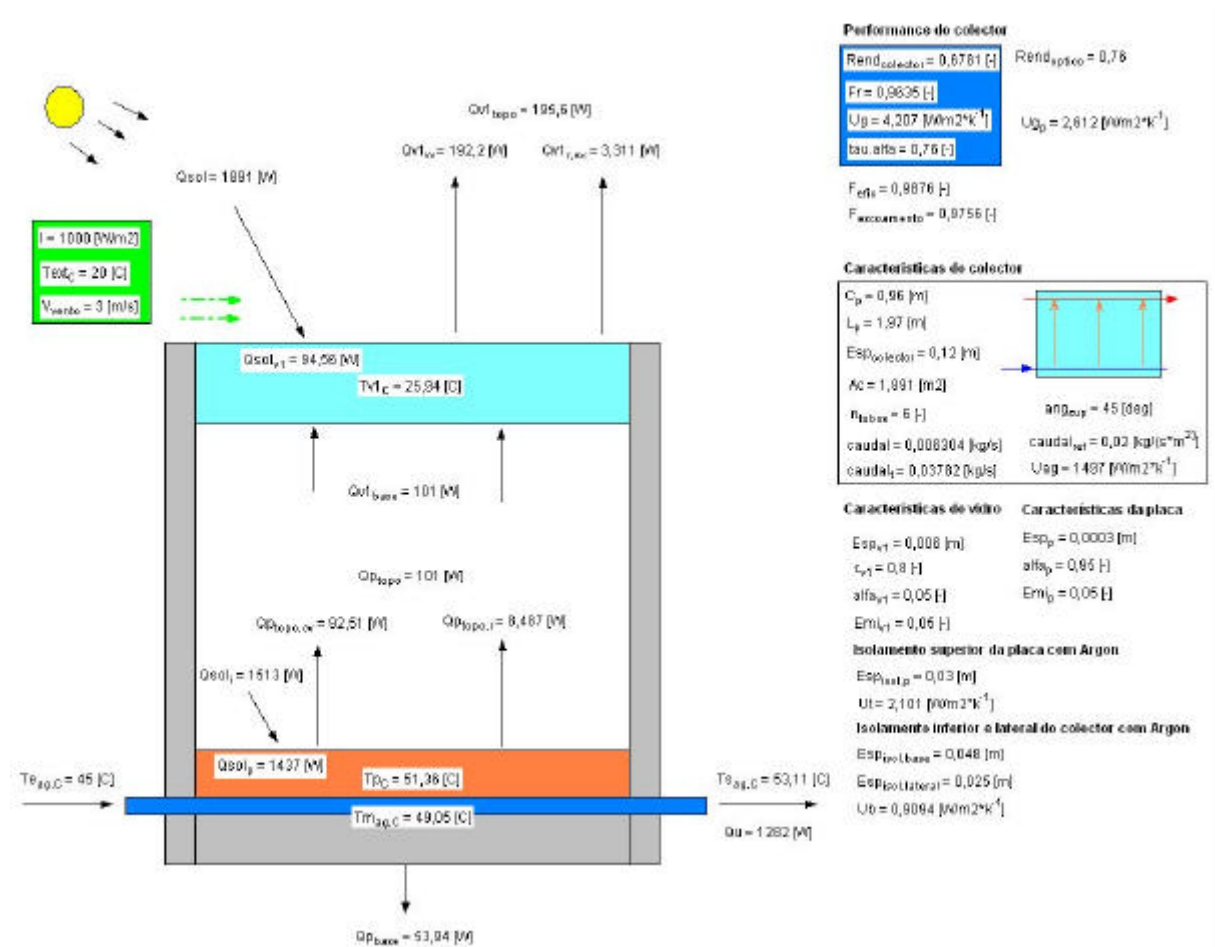


Fig. 129 – Performance do CST_{ar140} com ar e tubos na vertical

Tab. 21 – Resultados do CST_{ar140} com ar e tubos na vertical

Rendimento do colector	? = 67,81%
Produto do factor remoção de calor x rendimento óptico	$F_R \cdot \tau_o = 0.6533$
Produto do Fr x U_g (coef. global de perdas do colector)	$F_R \cdot U_g = 4.0534 [W/(m^2 \cdot K)]$
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída	? $T = 8.1^{\circ}C$; $T_{s_{ag}} = 53.1^{\circ}C$

2) Protótipo CST_{ar120}

Este protótipo é caracterizado por um ser um colector solar térmico plano com uma superfície de absorção de 1.45m², constituído por 6 alhetas de 120x1750mm e diâmetro interior do tubo de 10mm com espessura de 0.5mm e espessura da placa de 0.30mm. Esta superfície tem um revestimento selectivo à base de uma liga de crómio-níquel com um coeficiente de absorção de 95% $\pm$ 2% e uma emissividade de 0.08 $\pm$ 2%.

As dimensões exteriores do colector são 1970x960x120mm equipado com um vidro normal de 6mm de espessura com transmissibilidade estimada em 80%, absorção de 5%, emissividade de 5%, e reflexão de 10%.

O isolamento superior da placa é por ar seco com 30mm de espessura e o isolamento inferior é feito por lã de rocha com uma espessura de 80mm. Os painéis laterais estão isolados com poliuretano e a espessura total de isolamento é de 25mm.

O caudal de serviço será de 20gr/s por área de superfície colectora.

A única diferença significativa deste protótipo em relação ao anterior tem a ver com a configuração da alheta, esta com 120mm e a anterior com 140mm e o número de alhetas 7 vs 6. Em termos de performance esperada ambas são muito idênticas.

A figura 130 ilustra a configuração e design deste protótipo.



Fig. 130 – Protótipo CST_{ar120} – colector solar térmico

Os parâmetros estimados para o desempenho deste protótipo, determinados de acordo com o modelo numérico já apresentado no capítulo deste relatório, estão resumidos na seguinte figura e respectiva tabela:

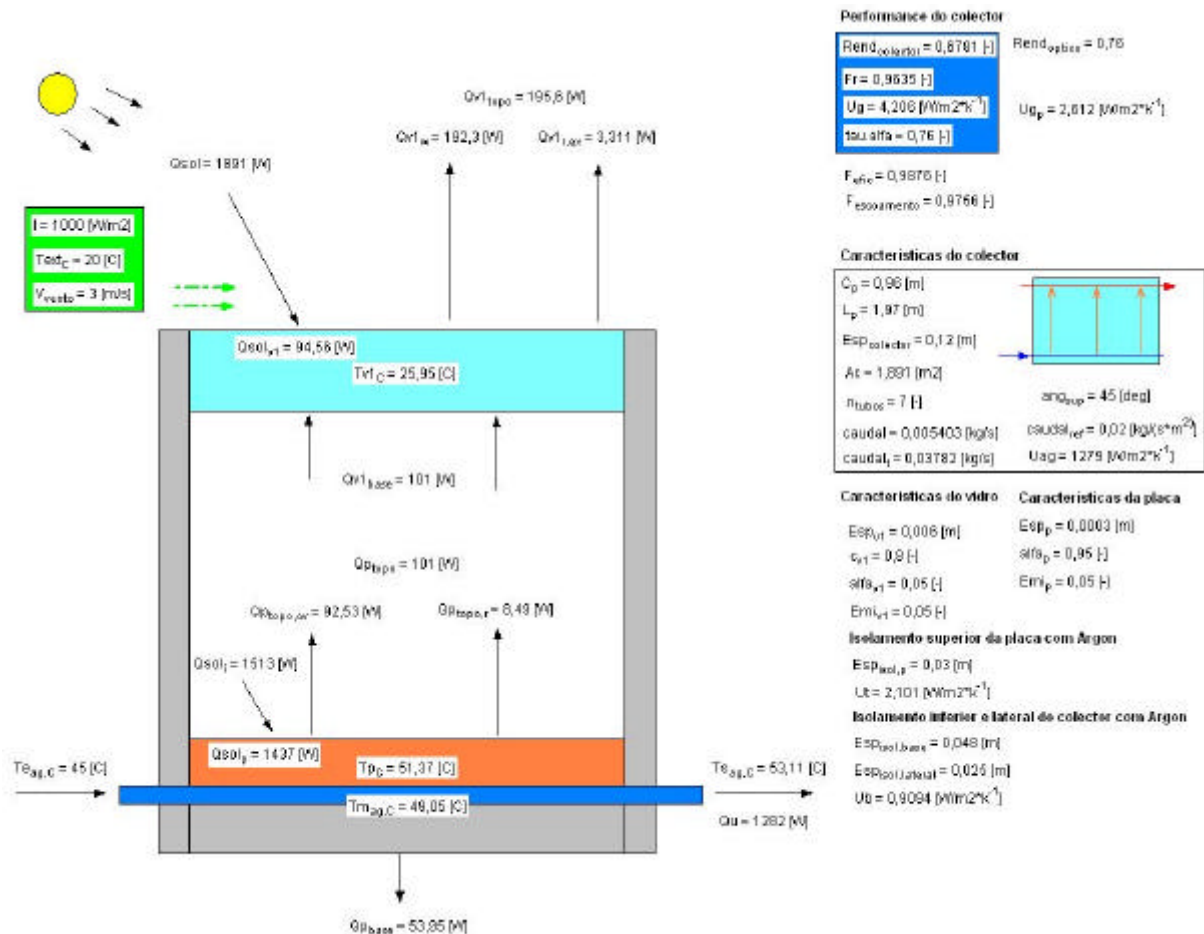


Fig. 131 – Performance do CST_{ar120} com ar e tubos na vertical

Tab. 22 – Resultados do CST_{ar120} com ar e tubos na vertical

Rendimento do colector	? = 67,81%
Produto do factor remoção de calor x rendimento óptico	$F_R \cdot \tau_o = 0.6533$
Produto do F_R x U_g (coef. global de perdas do colector)	$F_R \cdot U_g = 4.0525 \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K)]}$
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída	? $T = 8.1^\circ\text{C}$; $T_{s_ag} = 53.1^\circ\text{C}$

3) Protótipo CST 3 e fotos diversas

Este protótipo ainda numa fase muito inicial de desenvolvimento é constituído neste momento por uma superfície selectiva com revestimento de Oxido de titânio e destina-se a testar a eficácia de uma ligação entre a placa e os tubos mas sem a necessidade de uma ligação por soldadura.

O conceito passa por criar um meio que tenha contacto com toda a superfície inferior da e onde os tubos estão totalmente mergulhados. O calor será transferido para esse meio que poderá absorver no estado sólido temperatura até perto do 60°C e a partir desta temperatura continua a absorver mais calor sem aumento de temperatura mas por mudança de fase passando para o estado líquido.

Como os tubos estão mergulhados neste meio, irão ter uma temperatura uniforme de 60°C aproximadamente e à medida que o calor é transferido para o fluido térmico o meio térmico vai ajustando o seu equilíbrio entre temperatura e fase sólido/líquido em função dos fluxos existentes.

Esta solução poderá originar uma capacidade térmica do equipamento superior, maior inércia térmica, mas poderá vir a ter a vantagem em termos de custo e simplicidade de construção por não necessitar da soldadura entre os dois componentes placa e tubo.

O resultado esperado deste protótipo ainda é muito incerto.

As figuras 132 e 133 ilustram a configuração e design deste protótipo.

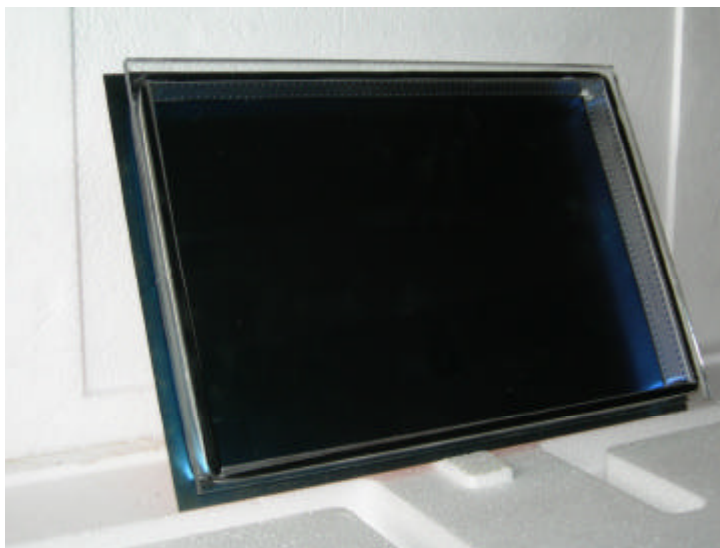


Fig. 132 – Protótipo CST 3 – posição ao baixo



Fig. 133 – Protótipo CST 3 – posição ao alto

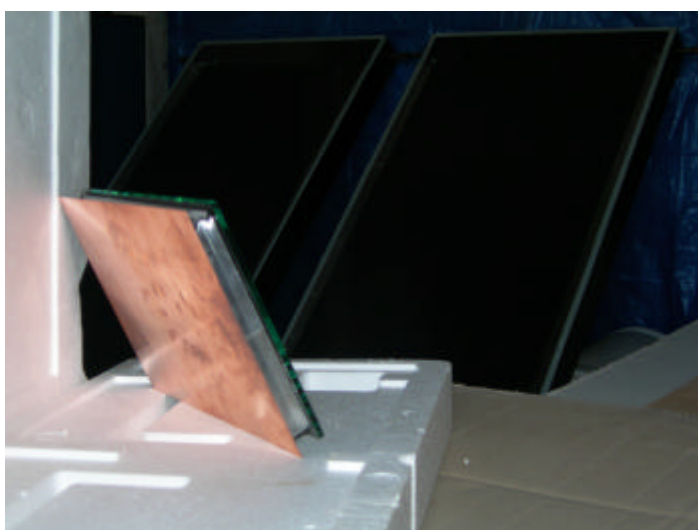


Fig. 134 – Protótipo CST 3 – pormenor 1

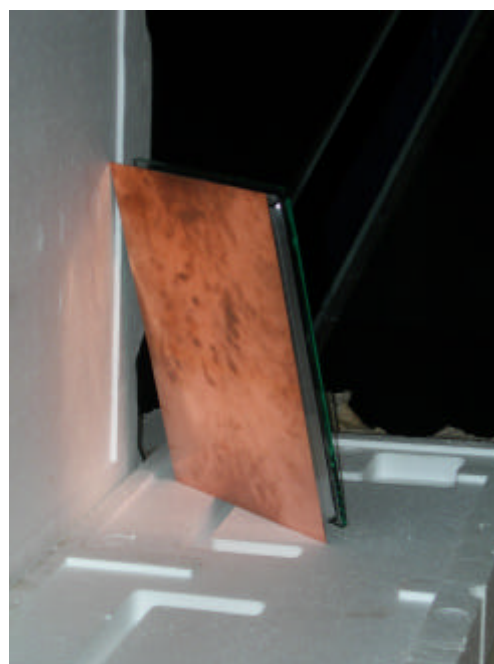


Fig. 135 – Protótipo CST 3 – pormenor 2

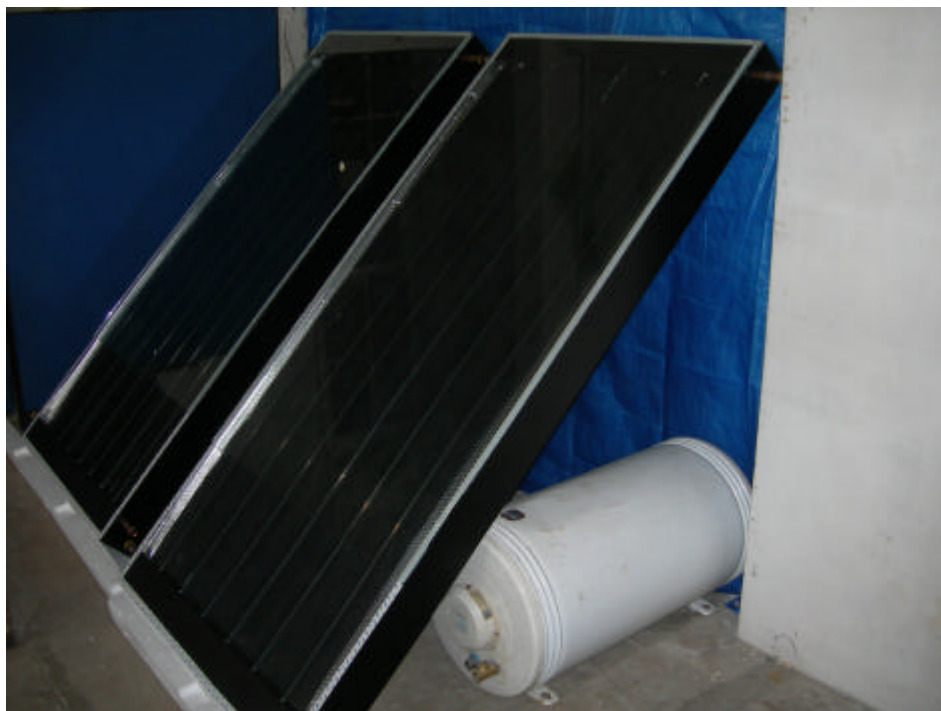


Fig. 136 – Protótipos CST_{ar140} e CST_{ar120} – vista lateral

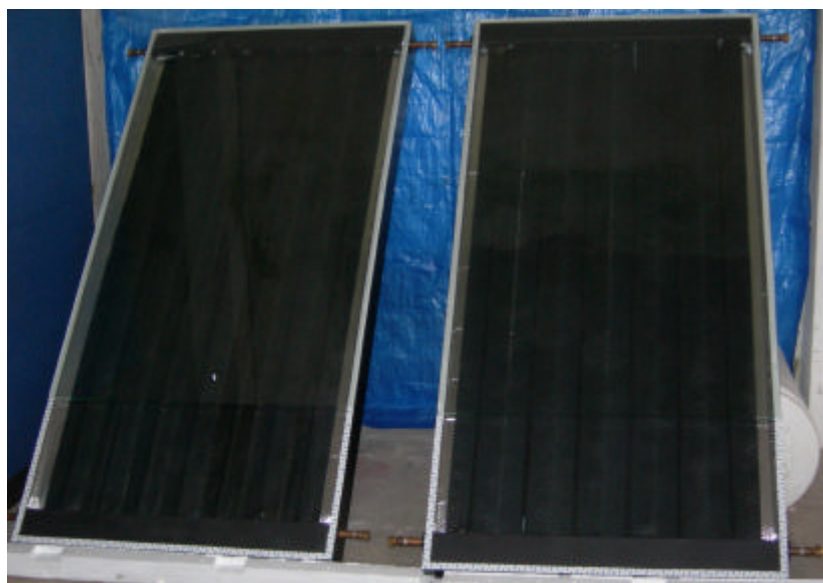


Fig. 137 – Protótipos CST_{ar140} e CST_{ar120} – vista de frente



Fig. 138 – Protótipo CST_{ar140} – detalhe das alhetas

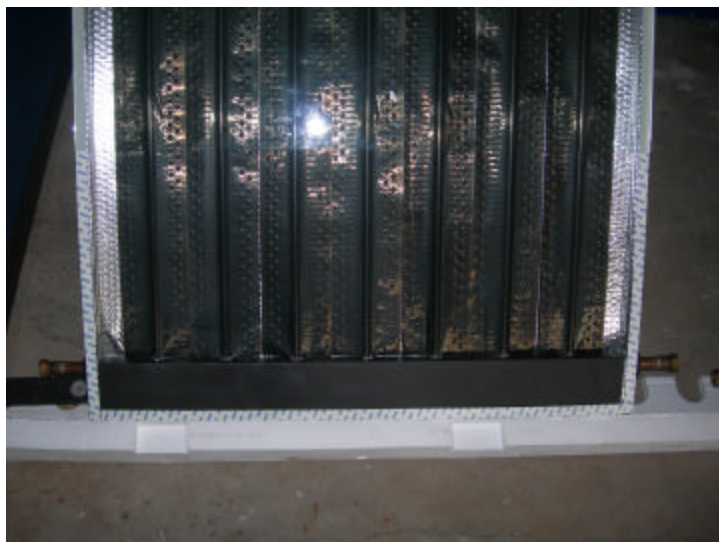


Fig. 139 – Protótipo CST_{ar120} – detalhe das alhetas

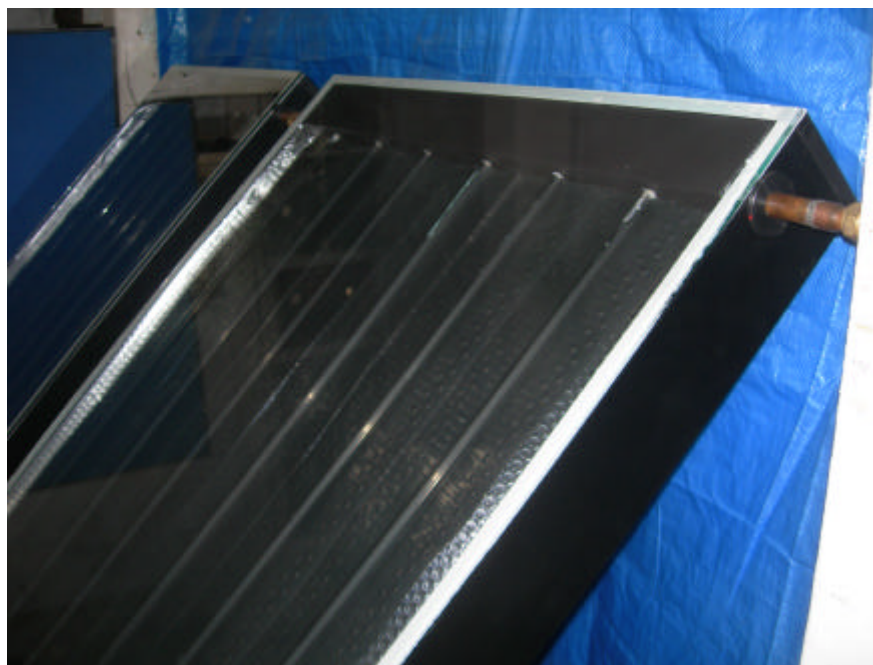


Fig. 140 – Protótipos CST_{ar140} e CST_{ar120} – pormenor do vidro e barramento



Fig. 141 – Protótipos CST_{ar140} , CST_{ar120} e $CST 3$

E) Anexo E – Outros dados e catálogos

CARACTERÍSTICAS					
					
Modelo	PremiumSun FKT-1S	PremiumSun FKT-1W	WarmSun FKC-1S	WarmSun FKC-1W	LightSun FKB-1S
Montagem	Vertical	Horizontal	Vertical	Horizontal	Vertical
Dimensões LxAxP (mm)	1145x2070x90	2070x1145x90	1145x2070x90	2070x1145x90	1145x2070x90
Área Total (m ²)	2,37	2,37	2,37	2,37	2,37
Área Útil (m ²)	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25
Área do painel (m ²)	2,23	2,23	2,23	2,23	2,23
Volume do painel (l)	1,43	1,76	0,86	1,25	0,86
Peso em vazio	44	45	41	42	41
Pressão máxima trabalho (bar)	10	10	6	6	6
Caudal nominal (l/h)	50	50	50	50	50
Material da caixa	Fibra de vidro, com esquinas de ABS e chapa de aço tratada com alumínio e zinco				
Isolamento	Lã mineral, de 55 mm de espessura				
Painel	Selectivo				Semi-selectivo
Tratamento painel	PVD		Cromio negro		Laca solar preta
Circuito hidráulico	Serpentina Dupla		Grelha de tubos		

Fig. 142 – Especificações técnicas de diversos colectores

Curva de rendimento instantâneo segundo EN 12975-2 (baseada na área de abertura)			
	PremiumSun FKT	LightSun FKB	WarmSun FKC
Factor de eficiência	0,803	0,770	0,717
Coef. linear (W/m ² K)	3,560	3,681	5,773
Coef. perda secundário (W/m ² K ²)	0,0140	0,0173	0,007

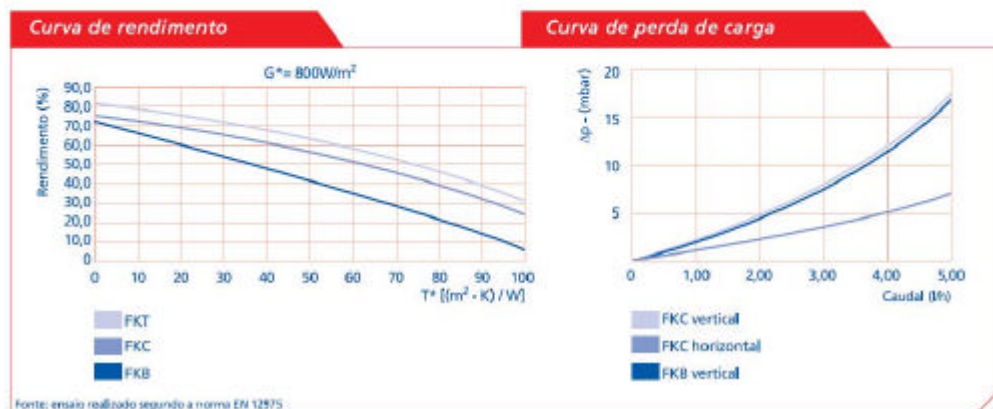
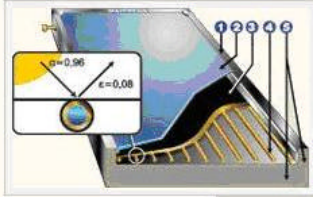


Fig. 143 – Curvas de rendimento e de perda de carga

Technische Daten	
Bruttofläche (m²):	2,11
Abmessung l x b x h (mm):	2036 x 1035 x 98
Aperturfläche (mm²):	2,0
Gesamtgewicht des Kollektors (kg):	39
Gehäuse:	tiefgezogene Aluminiumwanne AlMg3 seewasserfest
Absorber bestehend aus:	hochselektiv beschichtetes Absorberblech Registerröhre aus Kupfer Ø 8 x 0,5 mm
Absorberblech-Beschichtung:	Interpane Sunselect
Wirkungsgrad, absorberbez.(%)	82
Volumen des Absorbers (l):	1,4
Transparente Abdeckung:	eisenarme, klares Solarglas gehärtet
Glas Lichttransmission:	90,8 ±2%
Glas Energietransmission:	90 ±2%
Glasmaße L x B x H (mm):	2000 x 1000 x 4
Glasgewicht (kg):	20,0
Anschlüsse:	1" flachdichtende Holländerverschraubungen 2 Anschlüsse
Ausführungen:	hochstehend
Maximaler Betriebsdruck (bar):	10
Stillstandtemperatur:	ca. 180°C zuzüglich Umgebungstemperatur
Wärmeträgerart:	Propylenglykol-Wasser Gemisch
Isolierung:	40 mm dicke Steinwolle
Bauartzulassung:	TÜV 02 - 328 - 083

Fig. 144 –Exemplo de dados técnicos de um colector



1. Moldura larga em alumínio extrudado anodizado.
2. Vidro solar temperado, permitindo uma elevada absorção solar.
3. Camada selectiva de cobre coberta com cromo preto por cima de uma camada de substrato de níquel, soldada aos tubos de cobre através de tecnologia de ultra-sons.
4. Tubos de cobre.
5. Espessa camada de lã de rocha para isolamento.

TYPES OF MALTEZOS INOX SOLAR WATER HEATERS	DIMENSIONS / cm.								WEIGHT /Kg (Empty)
	A	B	C	D	E	F	G	H	
1. MALTH 125 L. / 1 x CSW 107x150	106,5	52	150	116,5	107	-	-	170	73
MALTH 125 L. / 3E / 1 CSW 107x150	106,5	52	150	116,5	107	-	-	170	79,5
2. MALTH 160 L. / 1 x CSW 130x150	141	52	150	116,5	130	-	-	170	95
MALTH 160 L. / 3E / 1 CSW 130x150	141	52	150	116,5	130	-	-	170	101,5
3. MALTH 200 L. / 2 CSW 95x150	141	58	150	116,5	210	95	20	176	118
MALTH 200 L. / 3E / 2 CSW 95x150	141	58	150	116,5	210	95	20	176	126
4. MALTH 300 L. / 2 CSW 130x150	200	58	150	116,5	280	130	20	176	172
MALTH 300 L. / 3E / 2 CSW 130x150	200	58	150	116,5	280	130	20	176	180

Fig. 145 – Diferentes dimensões de instalação em termo sifão